

**Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Curso de Engenharia Automotiva**

**Proposição de perfis de pista baseado no efeito de fadiga  
em suspensões**

**Autor: Luciano de Paula Rodrigues  
Orientador: Dra. Rita de Cássia Silva  
Co - orientador: Dr. Alessandro B. de S. Oliveira**

**Brasília, DF  
2015**





**Luciano de Paula Rodrigues**

**Proposição de perfis de pista baseado no efeito de fadiga em suspensões**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Dra. Rita de Cássia Silva

Co-Orientador: Dr. Alessandro B. de S. Oliveira

**Brasília, DF  
2015**

## **CIP – Catalogação Internacional da Publicação\***

Paula Rodrigues, Luciano.

Proposição de perfis de pista baseado no efeito de fadiga em suspensões. Luciano de Paula Rodrigues. Brasília: UnB, 2015. 97 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília  
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Dra. Rita de  
Cássia Silva e Dr. Alessandro B. de S. Oliveira

1. Perfil de pista. 2. Suspensão. 3. Fadiga I. Cássia Silva, Rita.  
II. Proposição de perfis de pista baseado no efeito de fadiga em  
suspensões.

CDU Classificação



## **PROPOSIÇÃO DE PERFIS DE PISTA BASEADO NO EFEITO DE FADIGA EM SUSPENSÕES**

**Luciano de Paula Rodrigues**

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em (01/07/2015) apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

---

**Profa. Dra: Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA**

Orientador

---

**Prof. Dr: Alessandro B. de S. Oliveira, UnB/ FGA**

Co - orientador

---

**Prof. Dr. Henrique Gomes de Moura, UnB/ FGA**

Membro Convidado

---

**Prof. Dr. Manuel Dias Barcelos Nascimento Júnior, UnB/ FGA**

Membro Convidado

Brasília, DF  
2015

Esse trabalho é dedicado a todos aqueles que um dia sonharam e não deixaram que as dificuldades encontradas em seu caminho sobrepujassem a vontade de vencer.

Luciano de Paula Rodrigues



## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço em primeiro lugar a minha família, que em cada momento, decisão, vitória e derrota esteve comigo para me dar o apoio necessário para seguir em frente. Em especial aos meus pais Belchior e Ceres, que em um simples olhar, telefonema ou mesmo pensamento proporcionam a mim uma força inigualável para seguir em busca dos meus sonhos.

A minha irmã Luana Rodrigues e minha sobrinha Maria Luisa, agradeço o companheirismo tantas vezes proporcionado nos momentos mais necessários e a inesgotável fonte de inspiração que elas me trazem.

Deixo os meus mais sinceros agradecimentos aos heróis da vida real que agem nos bastidores de cada pequeno sucesso. Então, agradeço ao meu tio Baltazar (“Tazinho”), Alber que nos momentos de dificuldade não pouparam esforços para nos auxiliar. Além disso, expresso meus agradecimentos ao Marcos por todo apoio prestado a nós ao longo desses anos.

Não posso deixar de citar minha namorada, companheira e amiga Luana Leonel, cuja paciência e suporte são fundamentais para o meu crescimento profissional e pessoal. Pela construção e amplificação dos meus conceitos morais e éticos.

Aos meus orientadores Prof. Rita e Prof. Alessandro que me apoiaram, orientaram e possibilitaram esta conquista, com os melhores conselhos e sugestões. Além disso, foi com eles que aprendi o que é a engenharia.

Agradeço ainda a equipe UnBaja e a empresa junior Engrena Soluções em Engenharia e seus membros pelo acolhimento, companheirismo por dividirem comigo tantos momentos felizes e pela oportunidade de partilhar de um sonho e ideal.

Muitas coisas na vida são realizadas sozinhas, no entanto meus amigos cumprem papel fundamental nesta trajetória, foram eles que estiveram comigo nas madrugadas estudando, que alegraram meus dias durante esses anos e compreenderam minhas ausências. Portanto meus mais sinceros agradecimentos por este momento que passamos juntos: Abner, Bruno Motta, Diego Matos, Gabriel Cabral, Guilherme Casemiro, Guilherme dos Anjos, Larissa Massote, Leonardo Bonifácio, Lucas Borges, Lucas Emanuel, Lucas Galvão, Luis Gustavo, Luiz Barbosa, Marcus Bonifácio, Malthus Rodrigues, Matheus Braga, Paulo Marques, Pedro Cabral, Pedro Matias, Raul Rocha, Rodrigo Costa, Rudmar Rodrigues, Wallyson Monteiro, Walter Quintiliano, Yasmin Carneiro .

Luciano de Paula Rodrigues



“Muitos dos fracassos da vida ocorrem com pessoas que não perceberam o quão perto estavam do sucesso no momento em que desistiram”.  
Thomas Edison

## RESUMO

O presente trabalho propõe metodologias de análises de componentes de uma suspensão Duplo A. Portanto este estudo, dedica-se primeiramente à modelagem dos braços superior e inferior dianteiro dessa suspensão, utilizando o Método de Elementos Finitos. Em seguida, é desenvolvido uma metodologia de análise e criação de perfis de pista, que são responsáveis pela repetição do carregamento na análise de vida em fadiga. Sendo assim, na primeira fase, é realizada uma modelagem em CAD utilizando-se o software CATIA®, associado ao Autodesk Simulation Multiphysics® visando às simulações em elementos finitos. Para análise dos perfis de pista e cálculo do seu IRI (International Roughness Index) é usado o MatLab® Statgraphics® e Proval®. No Multiphysics®, é utilizado o módulo de análise em fadiga, através do método da vida em fadiga sob tensão. Isto permite testar os braços sob diversos níveis de carregamento e assim, obter o número de ciclos até a falha e, então, o Diagrama S-N dos componentes.

**Palavras-chave:** Perfil de pista. Fadiga. Suspensão automotiva. IRI. DOE.

## ABSTRACT

This paper proposes methodologies for analysis of components of a suspension Double A. Thus first this study is dedicated to the modeling of the upper arms and lower front suspension that using the Finite Element Method . Then it developed a methodology for analysis and design of road profiles , that are responsible for the repetition of loading on fatigue life analysis . Thus , the first phase , was performed CAD modeling using the CATIA® software associated with Autodesk Simulation Multiphysics® targeting the finite element simulations. For analysis of road profile and calculate of IRI ( International Roughness Index) is used MatLab®, Statgraphics® and Proval® . In Multiphysics® , the fatigue analysis module is used by the method of the fatigue life under tension. This allows the arms test under various loading levels and thus obtain the number of cycles to failure and then SN diagram of the components.

.

**Keywords:** Road Profile. Fatigue. Automotive Suspension. IRI. DOE.

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO .....</b>	<b>12</b>
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO .....	13
1.2. MOTIVAÇÃO.....	14
1.3. JUSTIFICATIVA .....	15
1.4. OBJETIVOS.....	15
1.4.1 Objetivos específicos .....	16
1.5. METODOLOGIA E ORGANIZAÇÃO .....	16
<b>CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>18</b>
2.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE SUSPENSÃO VEICULAR.....	18
2.1.1. Suspensão Duplo ‘A’ .....	20
2.2 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE AS IRREGULARIDADES DE PISTAS ..	21
2.2.1 Conceitos principais da teoria de vibrações aplicado ao modelo de ¼ de veículo	25
2.3. PRINCIPAIS CONCEITOS DA FADIGA .....	31
<b>CAPÍTULO 3 – APLICAÇÃO DO MEF NO ESTUDO DE COMPONENTES DA SUSPENSÃO .....</b>	<b>36</b>
3.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS ACERCA DA MODELAGEM.....	36
3.2 DEFINIÇÃO DOS TIPO DE ELEMENTO APLICADO AOS COMPONENTES EM ANÁLISE .....	38
3.3 DEFINIÇÃO DA MALHA A SER UTILIZADA NAS BANDEJAS DA SUSPENSÃO	40
3.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARREGAMENTOS.....	42
3.4.1 Definição dos carregamentos iniciais para análise de fadiga .....	44
<b>CAPÍTULO 4 – TRATAMENTO DE PERFIS DE PISTA E ANÁLISE PRELIMINAR EM FADIGA.....</b>	<b>46</b>
4.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	46
4.2 OBTENÇÃO DE UM PERFIL DE PISTA EXPERIMENTAL .....	47
4.3 COMPREENSÃO DOS PARÂMETROS DO PERFIL DE PISTA EXPERIMENTAL .....	49
4.4 METODOLOGIA DE CÁLCULO DO IRI UTILIZANDO O PROVAL .....	51
4.5 METODOLOGIA DE CRIAÇÃO DE UM PERFIL DE PISTA TEÓRICO A PARTIR DE DADOS EXPERIMENTAIS .....	53
4.6 ANÁLISE DE FADIGA NAS BANDEJAS DE SUSPENSÃO UTILIZANDO PERFIS EXPERIMENTAL E AJUSTADO .....	56
4.7. APLICAÇÃO DO SENO DUPLO COMO REPRESENTAÇÃO PERFIL DE PISTA TEÓRICO.....	60
<b>CAPÍTULO 5 – EMPREGO DO DOE COMO FERRAMENTA PARA MODELAGEM DE PERFIS DE PISTA .....</b>	<b>65</b>
5.1 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA (Etapa 2 e Etapa 3).....	66
5.2 MÉTODO DE ANÁLISE: PLANEJAMENTO FATORIAL (Etapa 4) .....	68
5.3 ANÁLISE ESTATÍSTICA DO EXPERIMENTO (Etapa 6 e 7) .....	72
5.3.1 Gráfico de Pareto .....	72
5.3.2 Resultados referentes à estratégia de variação de um fator por vez .....	76
5.3.3 Aplicação do método da superfície de resposta.....	79
5.3.4 Gráficos de contorno.....	82
5.4 CASOS ESTUDADOS .....	84
<b>CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>89</b>
<b>CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>91</b>



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

<b>Figura 1.</b> Representação de 1/4 de veículo ao trafegar nos lados esquerdo e direito da pista.	19
<b>Figura 2.</b> (a) Suspensão de eixo rígido Hotchkiss (b) Suspensão de eixo independente Duplo "A" .....	20
<b>Figura 3.</b> Suspensão Duplo A em vista isométrica e explodida .....	21
<b>Figura 4.</b> Obtenção de um perfil superfície através de um perfil real .....	22
<b>Figura 5.</b> Fluxograma ilustrativo da aplicação de filtros para definir os perfis de rugosidade e ondulação. (Fonte : Adaptação NBR ISO 4287) .....	23
<b>Figura 6.</b> Perfil de superfície e seus parâmetros.....	23
<b>Figura 7.</b> Modelo 1/4 de carro. ....	27
<b>Figura 8.</b> Diagrama de Corpo Livre do modelo de 1/4 de veículo utilizado para cálculo do IRI .....	28
<b>Figura 9.</b> Falha por fadiga de um parafuso.....	33
<b>Figura 10.</b> Diagrama S-N para aço AISI 4130. ....	34
<b>Figura 11.</b> Esquemático de solução utilizando MEF.....	37
<b>Figura 12.</b> Geometria e número de nós para os elementos disponíveis no Autodesk Multiphysics®. ....	39
<b>Figura 13.</b> Exemplo da aplicação da malha do refinamento da malha em (a) 190% e (b)10%. ....	40
<b>Figura 14.</b> Fluxograma da análise de sensibilidade que define o tamanho da malha.....	41
<b>Figura 15.</b> (a) Bandeja inferior (b) bandeja superior com sinalização dos pontos de aplicação de condição de contorno .....	43
<b>Figura 16.</b> Pontos de aplicação de carregamento nas bandejas inferior e superior respectivamente .....	44
<b>Figura 17.</b> Bandeja inferior e superior modeladas em MEF, respectivamente .....	45
<b>Figura 18.</b> Imagem ilustrativa de simulação no CarSim. ....	48
<b>Figura 19.</b> Perfil de pista para os lados (a) direito e (b) esquerdo extraídos do CarSim® .....	49
<b>Figura 20.</b> Histograma para o lado direito do perfil experimental .....	50
<b>Figura 21.</b> Histograma para o lado esquerdo do perfil. ....	50
<b>Figura 22.</b> Fluxograma do processo de cálculo do IRI.....	51
<b>Figura 23.</b> Inserção dos nove perfis de pista que representam um dos lados do perfil extraído do CarSim no Proval. ....	52
<b>Figura 24.</b> Fluxograma que representa a metodologia de criação de um perfil de pista .....	54
<b>Figura 25.</b> Perfil de pista seno ajustado esquerdo .....	55
<b>Figura 26.</b> Perfil de pista seno ajustado direito .....	56
<b>Figura 27.</b> Fluxograma que representa a metodologia aplicada para construção dos diagramas S-N.....	57
<b>Figura 28.</b> Diagrama SN da bandeja inferior para o perfil experimental direito e teórico direito .....	58
<b>Figura 29.</b> Diagrama SN da bandeja inferior para o perfil experimental esquerdo e teórico esquerdo .....	59
<b>Figura 30.</b> Diagrama SN da bandeja superior para o perfil experimental direito e teórico direito .....	59
<b>Figura 31.</b> Diagrama SN da bandeja superior para o perfil experimental esquerdo e teórico esquerdo.....	60
<b>Figura 32.</b> Perfil de pista teórico - seno duplo esquerdo .....	61
<b>Figura 33.</b> Perfil teórico - seno duplo direito .....	62
<b>Figura 34.</b> Diagrama S-N da bandeja inferior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado direito .....	62

<b>Figura 35.</b> Diagrama S-N da bandeja inferior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado esquerdo .....	63
<b>Figura 36.</b> Diagrama S-N da bandeja superior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado direito .....	63
<b>Figura 37.</b> Diagrama S-N da bandeja superior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado esquerdo .....	64
<b>Figura 38.</b> Exemplo de sistema. Adaptado de (Montgomery,2001).....	65
<b>Figura 39.</b> Identificação dos parâmetros do planejamento de experimentos .....	67
<b>Figura 40.</b> Gráfico de Pareto padronizado para o nível de tensão a $10^3$ ciclos - bandeja inferior .....	74
<b>Figura 41.</b> Gráfico de Pareto padronizado para o IRI - bandeja inferior.....	74
<b>Figura 42.</b> Gráfico de Pareto padronizado para o nível de tensão a $10^3$ ciclos - bandeja superior .....	75
<b>Figura 43.</b> Gráfico de Pareto padronizado para o IRI - bandeja superior.....	75
<b>Figura 44.</b> Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para tensão a $10^3$ ciclos - bandeja inferior.....	76
<b>Figura 45.</b> Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para o IRI - bandeja inferior .....	77
<b>Figura 46.</b> Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para tensão a $10^3$ ciclos - bandeja superior.....	78
<b>Figura 47.</b> Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para o IRI - bandeja superior .....	79
<b>Figura 48.</b> Superfície de resposta para tensão a $10^3$ ciclos - bandeja inferior .....	80
<b>Figura 49.</b> Superfície de resposta para o IRI - bandeja inferior .....	81
<b>Figura 50.</b> Superfície de resposta para tensão a $10^3$ ciclos - bandeja superior.....	82
<b>Figura 51.</b> Superfície de resposta para o IRI- bandeja superior .....	82
<b>Figura 52.</b> Efeito de superposição dos resultados do IRI e tensão a $10^3$ ciclos - bandeja inferior .....	83
<b>Figura 53.</b> Gráfico da superposição entre IRI e a tensão a $10^3$ ciclos para a bandeja superior.....	84
<b>Figura 54.</b> Metodologia para obtenção do perfil de pista teórico a partir dos resultados obtidos da análise DOE .....	85
<b>Figura 55.</b> Diagrama S-N para bandeja inferior, lado direito, obtido a partir do DOE.....	86
<b>Figura 56.</b> Diagrama S-N para bandeja inferior, lado esquerdo, obtido a partir do DOE.....	86
<b>Figura 57.</b> Diagrama S-N para bandeja superior, lado direito, obtido a partir do DOE.....	87

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1.</b> Características do perfil de pista baseado no IRI para rodovias com asfalto. ....	30
<b>Tabela 2.</b> Representação dos principais fatos históricos ocorridos no estudo da fadiga. ....	32
<b>Tabela 3.</b> Resultado da análise de sensibilidade para as bandejas inferior e superior da suspensão .....	42
<b>Tabela 4.</b> Resultado do Cálculo do IRI DIREITO alvo para o lado direito do perfil extraído do CarSim e IRI ESQUERDO alvo para o lado esquerdo do referido perfil. ....	53
<b>Tabela 5.</b> Resultados do IRI para o seno ajustado left e seno ajustado direito .....	55
<b>Tabela 6.</b> Matriz de planejamento construída para a bandeja inferior.....	69
<b>Tabela 7.</b> Construção da matriz de planejamento para bandeja superior .....	70



## LISTA DE SIGLAS

ARS	Avarage Rectified Slope
CAD	Computer Aided Design
DOE	Design of Experiments
EF	Elementos finitos
GL	Graus de Liberdade
IRI	International Roughness Index
MEF	Método dos elementos finitos
QI	Quociente de irregularidade
RARS80	Reference Avarage Rectified Slope
RSM	Response Surface Method
VSA	Valor de serventia atual

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

O objeto de estudo deste trabalho são as bandejas de uma suspensão dianteira do tipo Duplo A, na qual estuda-se a criação de metodologias de análises numéricas que possibilitem a criação de perfis de pista teóricos a partir de dados experimentais, e então analisa-se os braços de suspensão para vida sob tensão em fadiga.

### 1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

Historicamente os produtos de um modo geral tem evoluído rapidamente de acordo com as tendências de mercado que exigem cada vez mais das indústrias, e como consequência, dos engenheiros.

No setor automobilístico isto não é diferente. Desde o surgimento do veículo, este segmento passou por inúmeras transformações e a partir dos anos 1990 é cada vez mais solicitado por questões ambientais, sociais e econômicas. Além disso, o mercado automotivo é extremamente competitivo e não há margem para erro, principalmente em relação a segurança veicular.

Para acompanhar as tendências de mercado, os softwares e métodos numéricos evoluíram de maneira impressionante e oferecem inúmeras soluções que são razoavelmente mais rápidas e mais baratas do que as técnicas experimentais, apesar de não as substituir. Dessa forma, através do uso dessas ferramentas podem ser realizados trabalhos de otimização, análises estruturais, modelagem CAD e muitas outras simulações que contribuem para que o engenheiro e indústria possam atender as demandas atuais.

Tendo em vista que a segurança é um fator fundamental na engenharia, uma habilidade que pode ser conceituada como essencial para o engenheiro é o seu poder preditivo, pois é através deste que são traçadas estratégias que permitam estabelecer rotinas de prevenção a acidentes.

Segundo (Shigley, 2005) a fadiga é um fenômeno que muitas vezes é percebido somente depois que a falha já ocorreu. Isto ocorre, porque as estruturas submetidas a carregamentos cíclicos se rompem com tensões muito menores do que aquelas determinadas em análises estáticas.

No automóvel, podem ser percebidas inúmeras fontes que causam a repetição dos carregamentos e expõem seus componentes mecânicos à fadiga. Um bom exemplo disso, são os componentes da suspensão que venham a sofrer com a sofrer aplicações de tensões repetidas de acordo com as irregularidades da pista na qual o veículo trafega.

A representação de um veículo trafegando em uma rodovia é de difícil reprodução em ambiente laboratorial, independente se a ferramenta utilizada é de cunho empírico ou numérico. Portanto, para acompanhar a rapidez na qual o mercado evolui é preciso desenvolver ferramentas, softwares e metodologias que permitam a reprodução experimental e numérica do automóvel e de seus sistemas de acordo com a realidade na qual eles estarão expostos. Como a suspensão e seus componentes são rotineiramente afetados por carregamentos cíclicos, defende-se que seja dada atenção a todos os parâmetros de sua análise numérica de fadiga, na qual estão incluídos os perfis de pista.

Para tanto, trabalhos como o de (Rodrigues, 2014) estudam a construção de bancadas experimentais que possam servir como ferramentas para simulação de suspensões. Em contrapartida, existem softwares de elementos finitos e análises multicorpos que possibilitam simular componentes ou o próprio subsistema suspensão em ambiente virtual, como é o caso deste estudo.

## **1.2. MOTIVAÇÃO**

A suspensão automotiva está constantemente submetida a carregamentos repetidos originados das imperfeições e ondulações das rodovias. Portanto, tem-se a necessidade de compreender como a excitação proveniente da rugosidade de uma pista tem efeito na vida útil dos componentes de uma suspensão.

A aquisição de um perfil de pista experimental é difícil por diversos fatores, entre eles cita-se a necessidade de se adquirir equipamentos para medição e, a partir disso, a separação do sinal da pista das vibrações do aparelho em si.

Existe ainda a dificuldade de reprodução em laboratório de um perfil de pista dado sua aleatoriedade. Assim, buscam-se alternativas que reproduzam um perfil de pista coletado empiricamente de maneira simples e que retratem bem seus efeitos experimentais em laboratórios.

### **1.3. JUSTIFICATIVA**

No universo da engenharia, um dos requisitos de um produto é que ele seja testado. Desta maneira, a utilização de métodos experimentais e prototipagem que contemplam esta etapa de produção é muito bem vista. A própria formação em engenharia exige de seus estudantes preparos práticos que simulem a realidade, que em geral são realizados em laboratórios.

A tecnologia é uma ferramenta muito poderosa neste contexto, pois a partir dela pode-se fazer inúmeros testes e simulações semelhantes ao modelo experimental em ambiente computacional de maneira mais rápida e econômica. Além disso, os métodos numéricos não necessitam de espaços físicos grandes e por diversas vezes a compra da licença de um software tem um custo muito inferior quando comparado ao preparo que envolve um experimento.

Apesar das vantagens que o método numérico tem ao ser comparado com os métodos experimentais, um não exclui a necessidade do outro, na realidade são ferramentas complementares. Entretanto, os métodos computacionais são de fácil acesso e implementação, o que pode acarretar na banalização de sua utilização, no sentido de que os métodos experimentais são rigorosamente definidos por normas, enquanto os métodos computacionais possibilitam análises em cenários ideais que são muito distantes da realidade.

Por esses motivos, é necessário que se desenvolva metodologias de análises numéricas que aproximem os modelos reais e experimentais dos virtuais, como é o objetivo deste trabalho.

### **1.4. OBJETIVOS**

O presente trabalho tem como objetivo geral avaliar o ciclo de vida das bandejas de uma suspensão dianteira considerando os efeitos da rugosidade de pista em sua vida em fadiga a partir de perfis de pista ajustados a uma função senoidal por ser de fácil reprodução em avaliações experimentais.

### **1.4.1 Objetivos específicos**

Os objetivos específicos deste estudo são:

- Modelar em MEF as bandejas da suspensão dianteira Duplo A.
- Extrair perfis de pista, considerados como experimentais, do software comercial CarSim®.
- Realizar estudo estatístico compreensão dos parâmetros dos perfis de pista.
- Fazer a qualificação dos perfis de pista utilizados neste trabalho a partir do IRI.
- Propor uma metodologia de criação de perfil de pista baseado em uma função senoidal.
- Simular as bandejas de suspensão quando submetidas ao perfil experimental e teórico.
- Traçar os diagramas S-N de cada braço de suspensão para os perfis de pista.

## **1.5. METODOLOGIA E ORGANIZAÇÃO**

Inicialmente foi realizado o processo de modelagem das badejas de suspensão em MEF (Métodos de Elementos Finitos) pelo software Autodesk Multphysics® . A partir daí, foram examinadas as bandejas de suspensão para vida em fadiga, na qual utilizou-se de perfis de pista para repetição do carregamento.

No que tange à organização, este trabalho está dividido em capítulos, na qual o Cap. 1 apresenta o contexto e as primeiras noções dos assuntos tratados neste trabalho.

No Cap.2 são trazidos os conceitos básicos necessários para entendimento das questões discutidas na forma de revisão bibliográfica.

O Cap.3 consiste na modelagem em MEF das bandejas inferior e superior de uma suspensão Duplo A.

No Cap. 4 são construído metodologias de análise e criação de perfil de pista necessárias para análise de fadiga.

O Cap. 5 trata da utilização do planejamento fatorial para criação de um modelo de resposta para criação de perfis de pista.

A conclusão é apresentada no Cap.6, assim como os trabalhos futuros.

## **CAPÍTULO 2**

# **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Neste capítulo serão abordados os principais assuntos que envolvem a temática do presente trabalho, tendo como base a literatura técnica consultada. Assim, primeiramente, será mostrado um breve histórico da evolução da suspensão destacando seu papel como subsistema veicular, classificação e principais tipos, onde o enfoque será dado à suspensão Duplo ‘A’, objeto desse estudo.

Considerando que o trabalho tem foco nos efeitos estáticos e dinâmicos que as irregularidades de pista provocam em componentes da suspensão veicular, será discutido de forma sucinta, o critério de avaliação da rugosidade de pista utilizado.

Por fim, o último item traz uma pequena abordagem sobre o efeito de fadiga por configurar o principal tipo de falha mecânica em componentes automotivos, visto que esses estão sujeitos à aplicação repetida de carregamentos variáveis.

### **2.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE SUSPENSÃO VEICULAR**

O automóvel passou por grandes mudanças desde o seu surgimento, como é relatado por (Oliveira, 2010) que mostra que no ano de 1769 Nicolas Cugnot criou um veículo movido a propulsão a vapor. Em 1830 já existiam veículos elétricos e trinta anos mais tarde, em 1860, o primeiro motor a combustão foi criado. Neste sentido, fica explícito como em um curto período de tempo houveram inúmeras transformações neste campo de estudo.

A maneira como os automóveis eram produzidos acompanhou a evolução de sua mecânica, como é relatado no trabalho de (Womack et al, 2004), que estuda a evolução da indústria automobilística. Esse trabalho relata que do século XIX ao XXI este setor passou por no mínimo duas grandes revoluções. A primeira foi a transição da fabricação artesanal, que se estendeu até o ano de 1915, para produção em massa, cuja característica marcante é desenvolver em larga escala de modo padronizado poucos tipos de produtos. Após a Segunda Guerra Mundial, por volta de 1950, tem-se a segunda revolução do sistema produtivo que é denominado por produção enxuta, um método produtivo que permite atender a uma demanda de maneira eficaz em termos de custo, tempo e desperdícios. Evitam-se estoques, mas trabalha-se com fluxo de materiais de maneira contínua e célere, como comenta (Stefanelli, 2007).

Assim como a produção de automóveis, seus sistemas mecânicos também passaram por grandes evoluções. Um exemplo disso é o desenvolvimento do sistema de suspensão, em que a primeira evidência que se tem do seu surgimento, de acordo com (Okabe, 2003), data do século VIII. Esse subsistema foi desenvolvido para equipar uma carruagem real com correntes de ferro com o objetivo de amortecer os movimentos do solo. No século XV, as correntes foram substituídas por tiras de couro, que eram mais silenciosas e, posteriormente, no século XVII introduziram-se molas de metal para restituir melhor o balanço sofrido pelas carruagens ao passar pelas irregularidades do terreno. Percebe-se, assim, que a ideia do que viria a ser a suspensão surge de acordo com a necessidade da época em melhorar o conforto em seus sistemas mecânicos de locomoção, no caso, carruagens e charretes.

No ano de 1898, registrou-se o uso, pela primeira vez, de uma suspensão dianteira independente em um veículo. Hoje, esta realidade não é diferente como é observado por (Freitas Junior, 2006), que ressalta que no início do século XX já se discutia questões básicas da dinâmica vertical e, além disso, salienta preocupações com o conforto e segurança dos usuários.

(Gillespie et al, 1992) define que as principais funções da suspensão são isolar o chassi do veículo das vibrações provenientes da rugosidade da pista; manter o contato do pneu com o solo; resistir e balancear esforços dinâmicos da estrutura, tais como: forças longitudinais da aceleração e frenagem, forças laterais em curvas, rolamento do chassi e forças da interação pneu - solo.

A Figura (1) é a representação de um  $\frac{1}{4}$  de veículo, que será mais bem explicada na seção 2.2. Nesta imagem, é possível perceber três esforços atuantes que são referentes ao carregamento aplicado ao veículo pela relação entre o pneu e o solo (representado por perfis de pista) pelo lado esquerdo e direito para um modelo de  $\frac{1}{4}$  de carro e a média dos perfis.

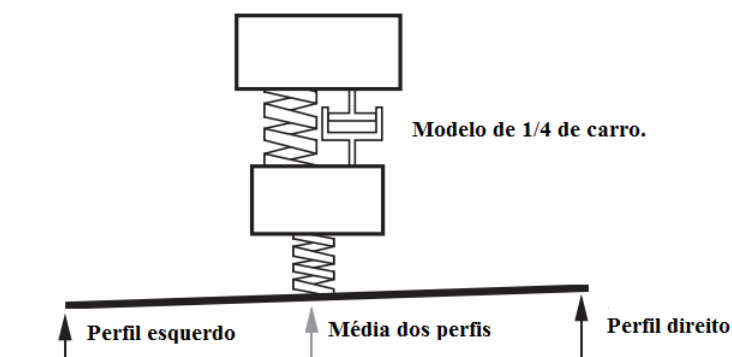


Figura 1. Representação de  $\frac{1}{4}$  de veículo ao trafegar nos lados esquerdo e direito da pista  
Fonte : Adaptação Sayers, 1998



As suspensões automotivas podem ser divididas em duas categorias segundo (Gillespie et al, 1992). As de eixo rígido, que são aquelas na qual as rodas estão localizadas e interligadas através de uma barra e dessa forma, todo movimento sofrido em uma roda é transmitido para a roda oposta a ela, assim como o esterçamento e o camber. São exemplos de suspensões de eixo rígido a *Hotchkiss* e *Four link*. O segundo tipo de suspensão é a independente que recebe este nome porque sua principal característica é o fato do movimento vertical de uma roda não ser transmitido para a outra. Existem diversos modelos de suspensão independentes, como exemplos podem ser citadas: *Trailing Arm*, *MacPherson* e Duplo A. A Fig.(2) ilustra uma suspensão de eixo rígido do tipo Hotchkiss e uma suspensão independente do tipo Duplo 'A'. No item 2.1.1 serão abordados maiores detalhes sobre a suspensão Duplo 'A'.



Figura 2. (a) Suspensão de eixo rígido Hotchkiss (Fonte : [www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=125](http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=125))  
 Suspensão de eixo independente Duplo "A"  
 (Fonte: [www.carbibles.com/suspension\\_bible.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible.html) )

(b)

### 2.1.1. Suspensão Duplo 'A'

No presente trabalho será considerada uma suspensão independente do tipo Duplo 'A' ou *Double Wishbone*, cuja característica fundamental é ser constituída por dois braços, em formato triangular, um superior e outro inferior, sendo ambos ligados ao montante e chassi.

(Almeida, 2012 ) enumera as vantagens deste tipo de suspensão, como, por exemplo, precisão no acerto de alguns parâmetros como a cambagem e a bitola, curso útil de trabalho alongado se comparado com outros modelos. Entre as desvantagens citam-se custo elevado, maior número de componentes que exigem manutenção e projeto mais sofisticado para que seu funcionamento seja adequado e performante.

A Figura (3) representa o modelo CAD executado no software CATIA® da suspensão Duplo A, de uma Ferrari “*sharknose*” 1961, utilizada neste trabalho. Além disso, é apresentado parte dos seus componentes nos quais podem ser notados as bandejas inferior e superior, conjunto mola – amortecedor e o montante.



Figura 3. Suspensão Duplo A em vista isométrica e explodida

Visando os objetivos descritos para a suspensão, cada um de seus componentes contribui de maneira distinta para este propósito. Dessa forma (Torres, 2011) expõe que o objetivo dos braços de suspensão é de conter o movimento da roda, isto é, restringir os graus de liberdade do sistema. Compreende-se que cada modelo de suspensão independente tem como característica principal os componentes das bandejas correlacionados aos seus pontos de fixação, pois eles se traduzem diretamente na maneira pela qual o movimento da roda será limitado. Diante disso, enquanto os braços devem restringir o movimento da roda, a mola deve armazenar a energia advinda do solo, e então o amortecedor dissipa esta energia, de modo que todos os componentes estão ligados à roda através da manga do eixo e asseguram o funcionamento do sistema suspensão.

## 2.2 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE AS IRREGULARIDADES DE PISTAS

Nesta seção serão apresentados os principais fundamentos referentes à superfície de uma pista, assim como os índices que qualificam um perfil de pista, mais especificamente o IRI (*International Roughness Index*).

De maneira geral, o entendimento das superfícies, é importante no contexto da Engenharia por diversos fatores. Dentre eles cita-se, por exemplo, a influência do acabamento superficial de um componente na resistência mecânica do mesmo. Isto ocorre no estudo da

fadiga mecânica, a qual leva em consideração a qualidade da superfície do componente representando, assim, um fator relevante na análise de vida infinita. Além disso, outros exemplos podem ser observados em ensaios mecânicos, no qual o corpo de prova segue normas técnicas que definem a qualidade de sua superfície para confiabilidade dos resultados.

Por superfície pode-se intuitivamente inferir que é a parte mais exterior de um corpo que separa um objeto do meio ambiente. Neste sentido, a NBR ISO 4287 define que a parte mais externa do corpo é o perfil real de sua superfície, ou seja, este representa o fator limitante que separa o corpo e o meio ambiente. Dessa forma, existe um perfil de superfície que se relaciona com o perfil real através de um plano perpendicular a ele, como é mostrado na Fig.(4), em que toda a área superior é o perfil real, que ao ser cortado por um plano perpendicular fornece o perfil de superfície.

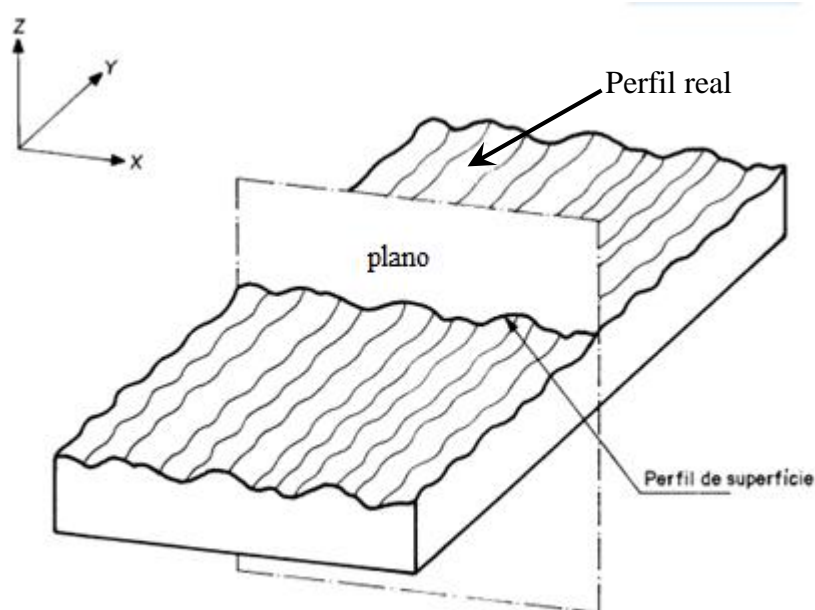


Figura 4. Obtenção de um perfil superfície através de um perfil real  
(Fonte: Adaptação NBR ISO 4287)

Define-se um perfil de superfície a partir de três parâmetros. O perfil de rugosidade que é obtido a partir da aplicação de um filtro  $\lambda_c$  sobre o perfil de superfície que elimina os comprimentos de onda longa; o perfil de ondulação que, assim como o perfil de rugosidade, é derivado do perfil de superfície, mas é obtido através da aplicação de um segundo filtro  $\lambda_f$  que elimina os comprimentos de onda curta; e o erro de forma que é uma correção aplicada ao perfil.

Para aplicação e consulta das especificações desses filtros deve ser utilizado a NBR ISO 11562. A Fig. (5) apresenta um fluxograma, no qual pode ser percebido como é realizada a aplicação dos filtros para se alcançar os perfis de rugosidade e ondulação de uma superfície qualquer.

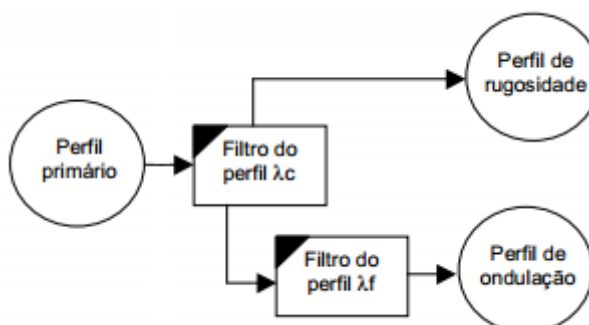


Figura 5. Fluxograma ilustrativo da aplicação de filtros para definir os perfis de rugosidade e ondulação. (Fonte : Adaptação NBR ISO 4287)

Para ilustrar o que são essas definições a Fig. (6), traz uma superfície, na qual pode ser visto o perfil de superfície, perfil de ondulação e rugosidade.

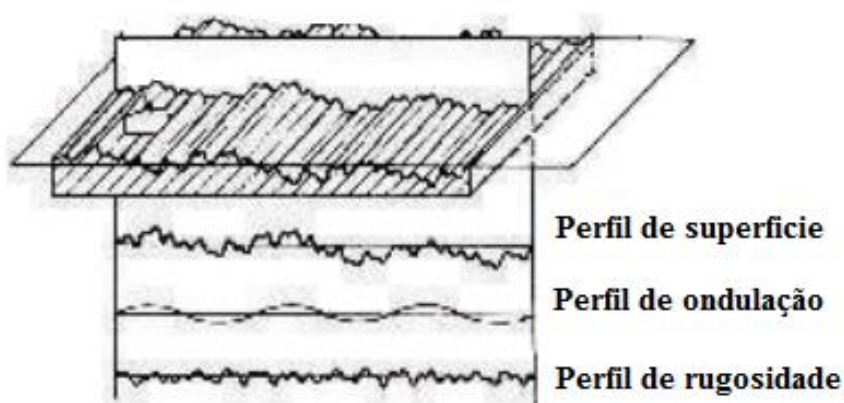


Figura 6. Perfil de superfície e seus parâmetros. (Fonte : Cortes, 2009)

No início do século XX, como é relatado por (Freitas Junior, 2006) *Olley da Rolls – Royce* já estudava as condições de pista. Isto porque já era nítida a necessidade de se definir a qualidade de uma rodovia e investigar, por exemplo, como a qualidade da pista afetava o conforto no interior do veículo, o tempo de rodagem e a vida útil de seus componentes. Nesse contexto, a partir das considerações acima sobre superfície é preciso entender como graduar a qualidade de um sinal referente a um perfil de pista. Surge, assim, a necessidade da criação de índices que possam expressar de maneira qualitativa um trecho de pista.

Em 1970, com resultados publicados em meados de 1980, como ressalta (Barella, 2008), foi estudada uma série de índices para qualificar um perfil de pista. Na verdade, foram sugeridos índices baseados em propriedades geométricas do perfil, simulações e análises espectrais. Entre esses índices cita-se o ARS (*Average Rectified Slope*) ou média retificada de inclinação e o RARS80 (*Reference Average Rectified Slope*), que é uma evolução do estudo desenvolvido para o ARS, mas que utiliza uma velocidade padrão experimental em 80 km/h.

Como relatado por (Oleques Junior, 2008), no Brasil, semelhante ao resto do mundo, foi desenvolvido uma série de índices que qualificam as pistas como, por exemplo, o VSA (Valor de Serventia Atual), no qual a opinião do usuário define a qualidade da pista. Um outro índice que possui grande notoriedade no Brasil é o QI verdadeiro (*Quarter Car Index*), que utiliza em sua análise o modelo de  $\frac{1}{4}$  de veículo e que, diferente do VSA, é medido experimentalmente, o que agrega maior confiabilidade aos resultados. Posteriormente, definiu-se o QI (Quociente de irregularidade) que é, na verdade, uma estimativa realizada através do QI verdadeiro, assim, o QI é uma medida indireta do modelo de  $\frac{1}{4}$  de carro, embora seja o índice padrão no Brasil (Barella, 2008).

Com a difusão desse tipo de pesquisa no mundo percebeu-se a necessidade de um índice com aplicação internacional, que pudesse ser repetido em qualquer lugar, servisse como referência para outros índices e que não fosse medido de maneira subjetiva como o VSA. Dessa maneira, surgiu o IRI que hoje é o índice mais difundido para essa aplicação.

O algoritmo de cálculo para obtenção do IRI é definido pelas normas ASTM E 1926-98 e ASTM E 1364-95. No geral, o que o IRI e outros índices fazem é medir a quantidade e a severidade das irregularidades verticais em um trecho de pista. (Grisson, 2005) descreve o IRI como a soma dos valores absolutos de rugosidade em função da distância percorrida na pista. Isto pode ser percebido ao analisar as unidades de medida, pois o IRI é medido em m/km, o QI verdadeiro em pol/milhas (unidade do equipamento) e o QI em contagens/km (uma medida indireta obtida através do QI verdadeiro).

### 2.2.1 Conceitos principais da teoria de vibrações aplicado ao modelo de 1/4 de veículo

A maioria dos índices estudados foram definidos a partir do modelo de 1/4 de veículo, e para compreensão deste modelo é preciso entender a definição de graus de liberdade, que de acordo com (RAO, 2008) é o valor mínimo de coordenadas necessárias para descrever a posição de um sistema em qualquer instante de tempo.

(RAO,2008) define ainda que um sistema de vibrações pode ser dividido em três elementos básicos cujo os objetivos são: o armazenamento de energia potencial, que é representado por uma mola; o armazenamento de energia cinética, que é realizado pela massa; e a dissipação de energias, que é efetivada com o amortecedor.

O princípio do elemento de mola é que existe uma força  $F$  que aumenta de acordo com o movimento respectivo das terminações da mola. Portanto, (RAO,2008) define que a força  $F$  é proporcional a deformação  $x$  desse elemento. A Eq.(1) representa essa relação, em que  $K$  é a rigidez da mola.

$$F = kx \quad (1)$$

O elemento de massa, segundo (RAO,2008) é considerado como um corpo rígido que pode ganhar ou perder energia cinética de acordo com a variação de velocidade incidida sobre ele, o que corrobora com a segunda lei de Newton que diz que a força  $F$  aplicada a um corpo é equivalente a sua massa ( $m$ ) multiplicada por sua aceleração ( $a$ ), como mostra a Eq.(2).

$$F = ma \quad (2)$$

A forma mais comum, e utilizada neste trabalho, de representação para o elemento de amortecimento, é o viscoso. O equacionamento desse elemento é desenvolvido através da relação que existe entre a força de amortecimento  $F$ , que aumenta de acordo com a velocidade ( $\dot{x}$ ), como é mostrado na Eq.(3), em que  $C$  é a constante de amortecimento.

$$\vec{F} = c\dot{x} \quad (3)$$

(Gillespie et al, 1992) traz que em 1982 o modelo de  $\frac{1}{4}$  de carro conhecido como “*The Golden Car*”, que é, de acordo com (Sayers,1998), uma referência criada para experimentos e simulações numéricas, baseado nas teorias de vibração em que representa-se o veículo a partir de um sistema massa – mola – amortecedor.

Para o cálculo do IRI os parâmetros de massa, mola e amortecedor não são considerados, pois o objetivo do índice é qualificar a pista independente do veículo ou suspensão utilizados, portanto utiliza-se do modelo de  $\frac{1}{4}$  de veículo na qual usam-se os deslocamentos do sistema para qualificar a pista. Neste sentido, (Grisson,2008) explica que para alcançar este modelo de referência padronizou-se a massa suspensa em 1 kg e, então, colocou-se os outros parâmetros [coeficiente de amortecimento da suspensão ( $C_s$ ), coeficiente de rigidez da suspensão ( $K_s$ ), coeficiente de rigidez do pneu ( $K_p$ ) e massa não suspensa ( $M_p$ )] em função desse valor de modo que tem-se as relações a seguir:

$$C_s/M_s = 6 \text{ s}^{-1}$$

$$K_s/M_s = 63,3 \text{ s}^{-2}$$

$$K_p/M_s = 653 \text{ s}^{-2}$$

$$M_p/M_s = 0,15$$

Com esses parâmetros normalizados, configura-se o modelo denominado “*The golden car*” e então é possível qualificar um perfil de pista a partir, somente, dos deslocamentos que a rugosidade da pista infere sobre o sistema. O sentido desse procedimento está colocado em função do raciocínio de que ao trafegar em uma pista com dois veículos distintos que apresentam características como rigidez e amortecimentos, por exemplo, diferentes, a sensação que se tem a respeito da pista é distinta. Entretanto, a pista ainda é a mesma, assim suas características não devem ser influenciadas pelas particularidades de cada veículo, de modo que o perfil de pista possui características próprias que o qualificam independente do veículo que trafega sobre ele.

A seguir na Fig.(7) pode ser visualizado um modelo representativo de  $\frac{1}{4}$  de veículo com dois graus de liberdade, na qual  $K_s$  e  $K_p$  representam a rigidez da suspensão e do pneu, respectivamente, enquanto  $C_s$  é o coeficiente de amortecimento da suspensão. Além disso, são representados os deslocamentos relativos a massa suspensa ( $Z_s$ ) e não suspensa ( $Z_p$ ), assim como os deslocamentos absolutos da massa suspensa ( $Y_s$ ), da massa não suspensa ( $Y_p$ ) e o deslocamento referente a rugosidade da pista ( $Z_r$ ).

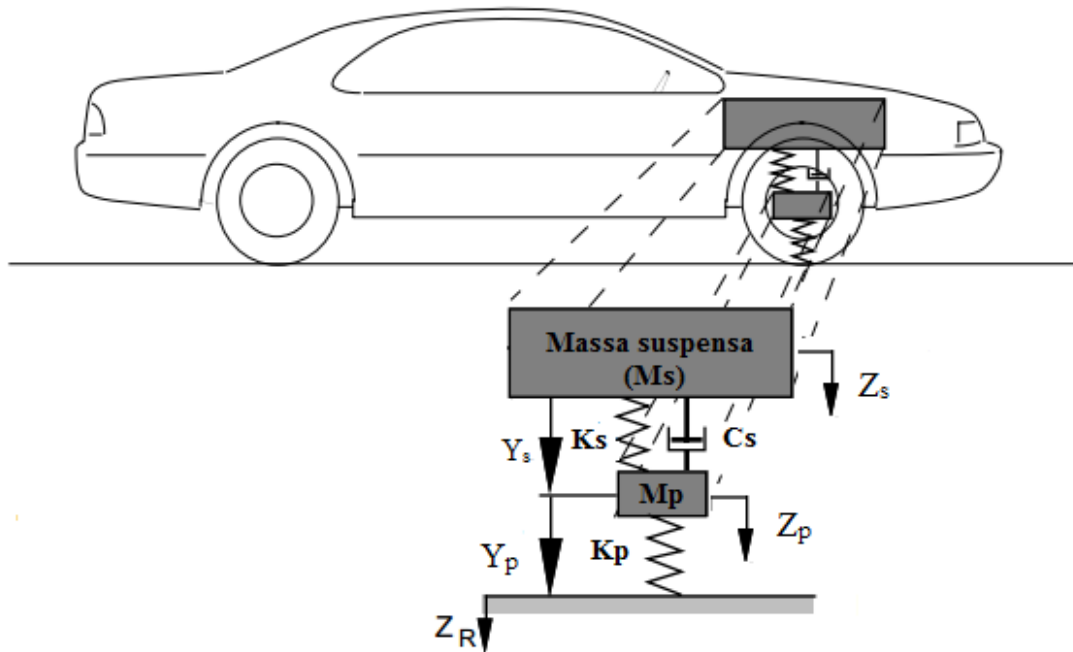


Figura 7. Modelo 1/4 de carro.  
(Fonte: Adaptado de Sayers,1998)

O deslocamento relativo a massa suspensa  $Z_s$  é definido a partir da relação existente entre o movimento absoluto decorrente da massa não suspensa  $Y_p$  e o próprio movimento absoluto da massa suspensa  $Y_s$ .

Para descrever o movimento de  $Z_p$ , observa-se que o deslocamento absoluto da própria massa não suspensa  $Y_p$ , relacionado ao deslocamento  $Z_r$  referente a rugosidade do perfil de pista, definem  $Z_r$ .

Nesse contexto (Lu sun,2001) define que o deslocamento relativo das massas suspensa e não suspensa podem ser descritas de acordo com as Eq.(4) e (5).

$$Z_s = Y_s - Y_p \quad (4)$$

$$Z_p = Y_p - Z_r \quad (5)$$

Para melhor entendimento e equacionamento do movimento do modelo de 1/4 de veículo apresentado na Fig.(7) é necessário traçar o Diagrama de Corpo Livre do Sistema. Portanto a Fig.(8) é o resultado desse procedimento em que pode-se visualizar as relações estabelecidas pelas Eq.(1) e (3) no modelo.



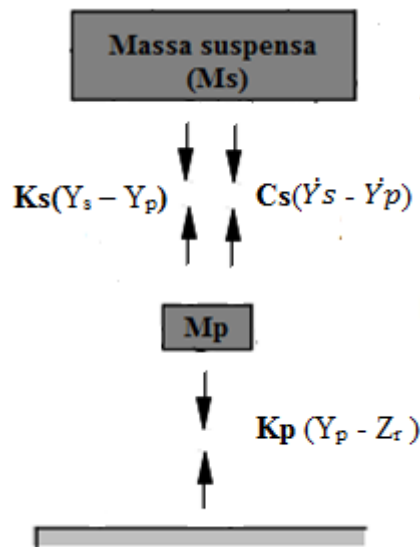


Figura 8. Diagrama de Corpo Livre do modelo de 1/4 de veículo utilizado para cálculo do IRI

A partir da Fig.(8) aplica-se a Segunda lei de Newton descrita pela Eq.(2) em que realiza-se o somatório das forças que atuam sobre a massa não suspensa e suspensa. A Eq. (6) e (7) respectivamente.

$$M_p \ddot{Y}_p + C_s(\dot{Y}_s - \dot{Y}_p) + K_s(Y_s - Y_p) - K_p(Y_p - Z_r) = 0 \quad (6)$$

$$M_s \ddot{Y}_s - K_s(Y_s - Y_p) - C_s(\dot{Y}_s - \dot{Y}_p) = 0 \quad (7)$$

Com base nas relações estabelecidas nas Eq. (4) e (5) podem-se fazer manipulações nas Eq. (6) e (7) que permitem descrever as equações de movimento do Sistema em função dos movimentos absolutos a cada massa e do deslocamento referente a rugosidade da pista. Diante disso, pode ser observado nas Eq.(8) e (9) o resultado dessas manipulações.

$$M_p \ddot{Z}_r + M_p \ddot{Z}_p + C_s \dot{Z}_s + K_s Z_s - K_p Z_p = 0 \quad (8)$$

$$M_s \ddot{Z}_r + M_s \ddot{Z}_p + M_s \ddot{Z}_s - C_s \dot{Z}_s = 0 \quad (9)$$

Desta forma (Grison,2008; Lu sun,2001) definem como equação de movimento do sistema a Eq.(10), que é a representação matricial do sistema de equações apresentados pelas Eq.(8) e (9), na qual M, C e K são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema, e

$\{\ddot{Z}(t)\}$ ,  $\{\dot{Z}(t)\}$  e  $\{Z(t)\}$  os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento, respectivamente. Além disso,  $\{R(t)\}$  é a parcela que contém o deslocamento devido a Rugosidade da pista  $Z_r$ .

$$M\{\ddot{Z}(t)\} + C\{\dot{Z}(t)\} + K\{Z(t)\} = \{R(t)\} \quad (10)$$

A oscilação acumulada do sistema é definida por D a partir da velocidade da massa suspensa.

$$D = \int_0^T |\dot{Z}_s(t)| dt \quad (11)$$

A partir de uma relação simples da física em que o comprimento da pista é dado por L, V é a velocidade linear do veículo e T o tempo levado para percorrer esse trecho de pista, tem-se que:

$$L = V.T \quad (12)$$

O IRI é definido, então, como a razão entre as oscilações acumuladas (D), definido pela Eq.(11) pela distância percorrida (L), mostrada na Eq. (12). De modo que se tem como resultado:

$$IRI = \frac{1}{V.T} \int_0^T (\dot{Z}_s - \dot{Z}_r) dt \quad (13)$$

Outra forma de se obter o IRI de um perfil de pista é através do software livre chamado PROVAL® (*Profile Viewing and Analysis*), que foi patrocinado pelo Departamento de Transporte dos Estados Unidos da América. Este software fornece análises que calculam o IRI e PSD (*Power Spectral Density*) que é, nesse caso, a análise espectral no domínio da frequência do perfil de pista. O software possui uma limitação que se encontra no fato de que o arquivo de entrada que reproduz o perfil de pista está restrito a um conjunto de 100 dados. Mesmo com tal limitação, esta ferramenta computacional foi utilizada no desenvolvimento desse trabalho como será apresentado no Capítulo 4.

O trabalho de (Duarte, 2010) destaca a importância do uso de perfis de pista. O autor realizou um estudo de *ride* em veículos, através de simulações multicorpos com o software

MSC ADAMS® no qual foi abordado perfis de pista que incluem lombadas, estradas irregulares e paralelepípedos. (Soares, 2005) também utilizou das técnicas multicorpos em ambiente MSC ADAMS® para simular e analisar uma suspensão de um veículo off – road trafegando em pistas simuladas por atuadores pneumáticos. Dessa maneira, os autores corroboram, em seus respectivos estudos, a importância de se considerar a influência do perfil de pista em análises dinâmicas e, apesar de não utilizarem o IRI de forma direta, eles citam em sua revisão bibliográfica um estudo do *Ahlin e Granlund* publicado em 2002 que tenta correlacionar o IRI com o conforto veicular.

A norma ASTM E 1926/98 determina a partir do valor obtido de IRI características físicas que podem ser encontradas no perfil de pista. A Tabela (1) a seguir é uma adaptação dos dados apresentados pela norma.

Tabela 1. Características do perfil de pista baseado no IRI para rodovias com asfalto.

Intervalo IRI	Características do perfil de pista
0 – 3	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocidade: maiores que 120 km/h;</li> <li>• Depressões menores que 2mm a cada 3 metros.</li> <li>• Asfalto de alta qualidade</li> </ul>
3 – 6	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocidade: Até 100 ~120 km/h;</li> <li>• Há 80 km/h ondulações perceptíveis;</li> <li>• De um a dois buracos em 50 m de variando de 5mm a 20 mm.</li> </ul>
6 – 8	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocidade: Até 70 ~90 km/h;</li> <li>• Ondulações fortemente perceptíveis;</li> <li>• De um a cinco buracos e defeitos em 50 m de até 40mm;</li> </ul>
8 – 10	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocidade: Até 50~ 60 km/h;</li> <li>• Ondulações frequentes;</li> <li>• De quatro a seis defeitos em 50 m de até 80mm;</li> </ul>
Maior que 10	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocidade: Menor que 50 km/h;</li> <li>• Muitas ondulações;</li> <li>• De oito a dezesseis buracos e defeitos em 50 m de até 80 mm;</li> </ul>

*Fonte: Adaptado de (ASTM E 1926-98)*

(Kropac, 2005) defende que a utilização do IRI como parâmetro de rugosidade deve ser cautelosa. Isto porque em seu trabalho foram calculado os IRI's de alguns perfis de pista e constatou-se que, apesar do valor do IRI ser o mesmo para os perfis em estudo, as características físicas, analíticas e visuais eram distintas. No entanto, é mostrado em seu estudo que o maior efeito da rugosidade da pista é observado nos ocupantes do veículo, o que reafirma a necessidade de se compreender o efeito dos perfis de pista nos veículos.

Neste cenário, apesar das observações realizadas por (Kropac, 2005) em seu trabalho, o IRI ainda é um índice bem aceito pela comunidade científica e pelos órgãos reguladores de trânsito de muitos países. Trata-se de um índice bem estruturado e bem difundido no meio técnico. Dessa forma, considera-se que o uso do IRI como parâmetro de determinação da qualidade do perfil de pista utilizado para análise em fadiga deste trabalho é adequado, como será discutido no Cap. 4.

### **2.3.PRINCIPAIS CONCEITOS DA FADIGA**

Nessa seção, serão apresentados os principais tópicos referentes à teoria da fadiga, como os conceitos diagrama SN e de vida infinita. Além disso, será abordada a importância da análise dinâmica sobre a análise estática.

Para compreender o fenômeno da fadiga é necessário antes definir o que representa a falha de estrutural ou de componente, que é entendida por (Shigley et al, 2005) como o funcionamento indesejado de um elemento, seja ele um sistema, mecanismo ou componente.

A falha, de acordo com (Norton et al, 2004), é definida através da relação entre a tensão atuante e a resistência das estruturas. Nesse sentido, quando a tensão é maior que a resistência ocorre a falha. Entretanto, esta é uma visão muito simples do problema, visto que o autor utiliza essas duas variáveis apenas para fins didáticos tratando de maneira superficial o problema. Considerando os aspectos de comportamento estático e dinâmico, percebe-se que uma estrutura pode falhar de várias maneiras como, por exemplo, por tensão excessiva de compressão, tração ou cisalhamento, sendo que para cada um desses modos, a forma como o material falha é diferente. Outra variável determinante para a falha é a resistência, que está diretamente ligada ao tipo de material utilizado, além de características geométricas.

A fadiga como definido por (Norton et al, 2004) é um modo de falha determinado para uma única situação, onde há presença de carregamento dinâmico no elemento. Nesse sentido, (Shigley et al, 2005) define que a falha por fadiga acontece, quando as tensões são repetidas sobre a estrutura várias vezes, com a característica marcante de apresentar um nível de tensão inferior a tensão última e, em geral, inferior à tensão de escoamento do material.

Um elemento confeccionado com material metálico dúctil, que esteja sujeito a cargas estáticas, em geral, apresenta uma estricção notável quando o nível de tensão aumenta a partir de sua tensão de escoamento. A natureza do material, nesse caso, permite que ações sejam realizadas de modo a evitar a falha total, pois a fase de estricção configura um aviso de falha. Porém, isso não acontece no fenômeno da fadiga, pois a falha se apresenta de maneira repentina com características muito similares a fratura frágil, o que a torna perigosa.

(Norton et al, 2004) apresenta, em 1829, o primeiro documento que trata da falha por carregamentos cíclicos. O trabalho de Wohler, em 1871 compila 20 anos de trabalho, tendo como um dos principais resultados a criação do diagrama S-N. A Tabela (2) apresenta um histórico da evolução dos estudos a respeito da fadiga.

Tabela 2. Representação dos principais fatos históricos ocorridos no estudo da fadiga.

<i>Ano</i>	<i>Evento</i>
<b>1829</b>	Iniciam-se os estudos sobre fadiga
<b>1864</b>	Relato dos primeiros experimentos realizados com cargas repetidas
<b>1871</b>	Criação do diagrama S-N
<b>1903</b>	Descobriram-se as linhas de deslizamento e processo de falha da fadiga
<b>1921</b>	Desenvolvido critério de falha relacionado com o crescimento das trincas por fadiga.
<b>1953</b>	Publicado estudo que leva em consideração os entalhes da estrutura para cálculo

(Fonte: Adaptado de Norton et al, 2004)

O processo da falha por fadiga se dá, de acordo com (Norton et al, 2004; Shigley et al, 2005), a partir do surgimento de micro fissuras, muito provavelmente em alguma descontinuidade do material, devido as pequenas deformações plásticas que são impostas a ele conforme o carregamento é repetido. A partir disso, essas microfissuras se propagam e evoluem para o estado de macro fissuras, que já são visíveis no material a olho nu e são conhecidas como marcas de praia. Por fim, ocorre a falha. A Figura (9) representa um parafuso que falhou por fadiga, no qual pode ser observado como se dá o processo de falha.

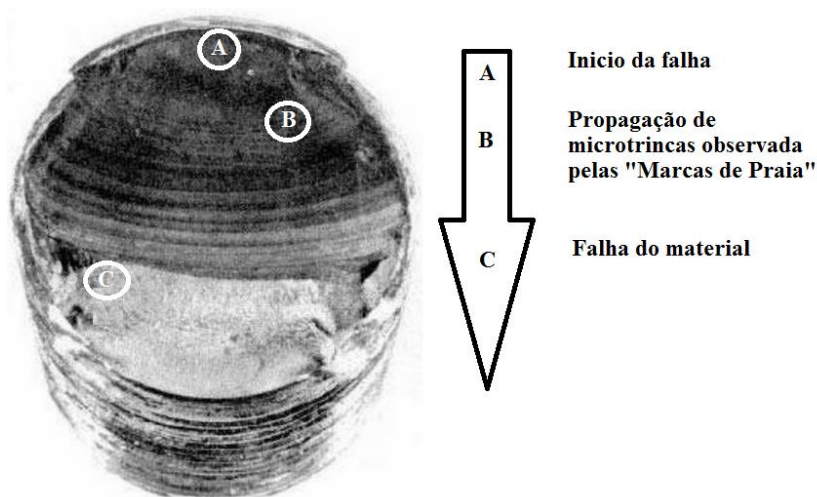


Figura 9. Falha por fadiga de um parafuso.  
(Fonte : Adaptado de Shigley et al,2005)

Tendo em vista que a falha por fadiga acontece decorrente de tensões cíclicas, desenvolveu-se uma maneira de correlacionar o nível de tensão existente com o número de ciclos que o material suporta até sua falha. A resistência à fadiga ( $S_f$ ) é definida segundo (Shigley et al, 2005), como a relação entre um parâmetro de escala ( $f$ ) e a tensão última do material ( $\sigma_{ult}$ ), como pode ser observado pela Eq.(14). A partir disso, relaciona-se a resistência a fadiga ( $S$  – Stress) que um dado corpo suporta em função do número de ciclos ( $N$ ), assim tem-se o diagrama S-N.

$$S_f = f. \sigma_{ult} \quad (14)$$

Segundo (Norton et al, 2004; Shigley et al, 2005) para elaboração do diagrama S-N foram realizadas baterias de experimentos que compilados dão origem ao diagrama. Realizou-

se um primeiro experimento cujo nível de tensão aplicado ao material é uma fração de aproximadamente 90% de sua tensão última (de acordo com a Eq.(14) f equivale a 0,9) e verificou-se, obviamente, que o corpo de prova falhava de imediato ou em poucos ciclos. Em seguida, foi realizado um novo procedimento experimental em que se diminuía a tensão aplicada unicamente e se refazia o teste até a falha do componente, de modo que era obtido um novo número de ciclos, desta vez maior que o anterior. Assim, este procedimento foi repetido diversas vezes, sempre reduzindo o nível de tensão, até que se chegou ao diagrama S-N. Um exemplo pode ser visto na Fig.(10), em que  $S_f$  é a resistência à fadiga.

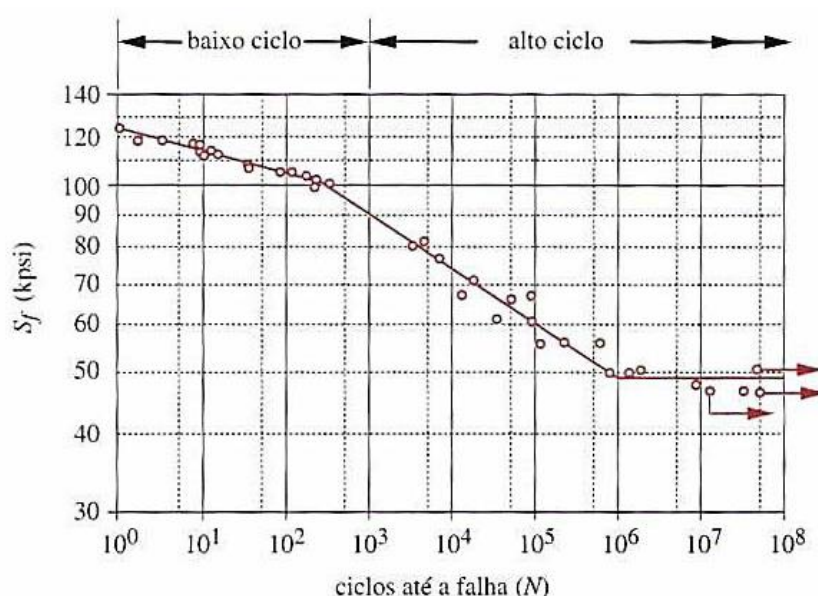


Figura 10. Diagrama S-N para aço AISI 4130.  
(Fonte : Norton et al, 2004)

É visto como boa prática na engenharia projetar estruturas e componentes para a vida infinita em fadiga. Isto significa que, em aços o nível de tensão utilizado como referência deve ser determinado a partir do intervalo de  $10^6$  a  $10^7$  ciclos, que representa o limite de resistência a fadiga. Tal fadiga se refere ao ponto a partir do qual a curva apresentada no Diagrama S-N exibe uma mudança em sua direção (patamar horizontal), que define a região a partir da qual o componente é considerado seguro. Observe que o nível de tensão nesse caso está bem abaixo da tensão de ruptura. Esta ciclagem encontra-se ilustrada na Fig. (10) do diagrama S-N.

O limite de resistência a fadiga ( $S_e$ ) torna-se então um parâmetro fundamental para análise de projeto, pois além de representar a mudança de direção da curva do Diagrama S-N ele considera as condições de uso desse componente que em geral não condizem com as condições reproduzidas em laboratório. Para tanto, (Shigley et al, 2005) nomeia esses fatores

como: fator de modificação de superfície ( $K_a$ ) , fator de modificação de tamanho ( $K_b$ ) , Fator de modificação de carga ( $K_c$ ) ,fator de modificação de temperatura ( $K_d$ ), fator de confiabilidade ( $K_e$ ) e por fim o fator de modificação por efeitos diversos ( $K_f$ ).

Na seção 4.6 deste trabalho é apresentada a análise de fadiga realizada com o Autodesk Multiphysics, na qual utiliza-se a análise da vida sob tensão e considera-se somente o modificador de efeitos diversos ( $K_f$ ), pois ele já representa boa parte dos efeitos considerados por outras variáveis.

A vida em fadiga de uma estrutura é influenciada por diversos fatores. Os componentes automotivos da suspensão, mostrados na seção 2.1, estão expostos a carregamentos cíclicos ao trafegarem em pistas irregulares, por exemplo. Diante disso, compreender como diferentes perfis de pista afetam a vida em fadiga desses componentes da suspensão é essencial para definições de projeto, bem como a otimização desses elementos.

Nesse trabalho, o estudo em fadiga das bandejas da suspensão sob a ação de perfis de pista configura o foco principal.



## **CAPÍTULO 3**

# **APLICAÇÃO DO MEF NO ESTUDO DE COMPONENTES DA SUSPENSÃO**

O tema abordado nesse capítulo refere-se à modelagem em Métodos de Elementos Finitos (MEF) das bandejas inferior e superior de uma suspensão Duplo A dianteira, de um veículo pré-existente em modelagem CAD, conforme item 2.1.1 [Fig. (3)]. Assim serão apresentadas as propriedades do material utilizado na modelagem, definição da malha, as condições de contorno, bem como as solicitações atuantes.

### **3.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS ACERCA DA MODELAGEM**

As bandejas inferior e superior da suspensão dianteira do referido veículo foram importadas do CATIA® para o software *Autodesk Multiphysics*® que, nesse trabalho, foi utilizado para analisar tais componentes em elementos finitos (EF). Na análise, conforme ressaltado foi considerado o efeito de fadiga provocado pela exposição desses componentes a perfis de pista (Cap. 4).

(Moaveni, 1999) define que para solução de um problema de EF existem três etapas principais que podem servir como metodologia básica para resolução de muitos problemas, inclusive para a modelagem das bandejas apresentadas na Fig.(3) da seção 2.1 deste trabalho.

A fase de pré-processamento, de maneira geral, destina-se ao preparo da estrutura para análise, isto é, nessa etapa devem ser inseridas informações referentes ao tipo de análise que se quer realizar (se estática ou dinâmica, por exemplo), seleção de elementos mais adequados ao que se deseja investigar o que inclui, nesse caso, a escolha da melhor geometria. Cabe ressaltar que vários tipos de elementos podem ser selecionados para a avaliação de um componente ou estrutura. Além disso, são definidos ainda o material a ser aplicado, as condições de contorno (restrições) e carregamentos atuantes nas estruturas.

O resultado após conclusão dessa etapa é uma estrutura ou componente com malha definida e pronta para análise. Assim, a fase seguinte é destinada a solução do problema em

cada um dos nós, de acordo com os elementos selecionados. Em geral, isto se traduz em obter os deslocamentos nodais da estrutura e a partir disso obter outros resultados desejados na fase de pós-processamento.

Na etapa de pós processamento é possível expressar o resultado obtido na etapa anterior de acordo com as necessidades do usuário, ou seja, a partir dos deslocamentos obtidos o modelo pode ser apresentado em função da tensão e deformação de Von mises ou, então, por suas tensões principais, etc.

O esquema apresentado na Fig.(11) resume as etapas apresentadas por (Moaveni, 1999), que servirá como guia para modelagem e análises deste trabalho.

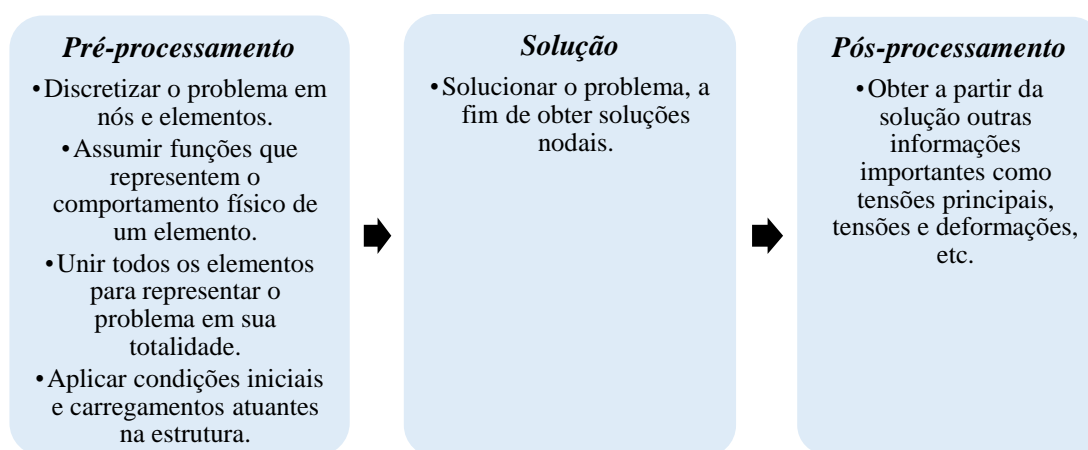


Figura 11. Esquemático de solução utilizando MEF.  
(Fonte : adaptado de Moaveni, 1999)

Quando se trata de modelagem computacional existe sempre a preocupação com o tempo de simulação, isto porque existem modelos que apresentam um custo computacional muito elevado e por isso exigem muito cuidado do usuário nas escolhas dos parâmetros resumidos na Fig.(11) que interferem diretamente neste fator e em tantos outros como a precisão do resultado, confiabilidade, etc.

### 3.2 DEFINIÇÃO DOS TIPO DE ELEMENTO APLICADO AOS COMPONENTES EM ANÁLISE

Conforme a Fig.(11), a primeira etapa do processo de pré-processamento consiste em discretizar as bandejas da suspensão apresentada na Fig. (3) da seção 2.1. Para tanto é preciso estabelecer como a discretização será realizada, pois o componente ou estrutura ao ser exportado de um software CAD pode ser tratado como uma casca ou sólido, por exemplo, e, em um ambiente para análise em EF, seria recomendado o uso de elementos de casca ou sólidos (bi ou tridimensionais). Outras escolhas podem ser feitas como o uso de elementos de treliça ou de viga. No entanto, no presente trabalho as bandejas da suspensão foram modeladas utilizando-se elementos sólidos.

A escolha por elementos do tipo sólido justifica-se porque as bandejas da suspensão são estruturas simples, e ao realizar alguns testes percebeu-se que para esse tipo de elemento o custo computacional não era um fator penalizante e, além disso, apresentou boa convergência. Ressalta-se, ainda, que trabalhos científicos semelhantes também utilizam a mesma abordagem, como é o caso de (Maehler, 2013), o que agrega maior confiança na escolha.

Para elementos sólidos o *Autodesk Multiphysics®* oferece diversos tipos de geometrias como pode ser observado na Fig. (12). A importância dessa escolha está relacionada à essência do MEF que é um método que trabalha com a interpolação dos resultados relativamente ao número de nós. Neste sentido, a rapidez e a precisão da convergência são influenciadas pelo número de nós de cada elemento. Isto porque, a abordagem matemática do MEF está relacionada a matrizes, e a ordem dessas matrizes varia de acordo com o número de nós. Uma relação simples que pode ser estabelecida é quando se aumenta o número de nós dos elementos, aumenta-se a ordem das matrizes, o tempo de solução do problema e a precisão do resultado.

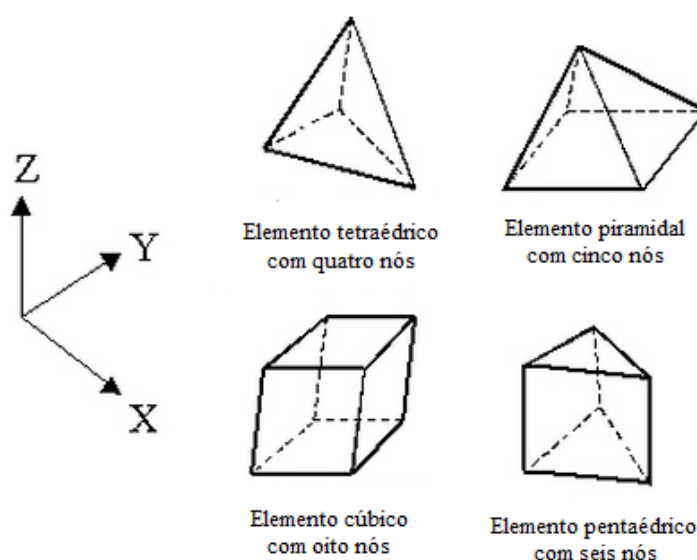


Figura 12. Geometria e número de nós para os elementos disponíveis no Autodesk Multiphysics®.  
(Fonte: Adaptado de Autodesk Multiphysics®)

Nesse trabalho, utilizaram-se os elementos cúbicos de oito nós para modelagem das bandejas apresentadas na seção 2.1. Assim como o tipo de elemento, a escolha de sua geometria (número de nós) foi baseada na realização de testes, em que houve bons resultados relacionados à precisão e à convergência de resultados.

Na análise a ser efetuada, outro dado de entrada a ser definido é o material das bandejas da suspensão, no presente trabalho utilizou-se o aço SAE 1020 laminado a quente, por se tratar de um material comercial aplicado no estudo de suspensões em vários trabalhos científicos, mini bajas e outros componentes automotivos. Um exemplo disso é o trabalho de (Lima, 2011) em que é realizado um estudo de otimização nas bandejas de suspensão Duplo A utilizando o aço SAE 1020. (Scalabrim, 2009) em seu trabalho descreve as dificuldades enfrentadas pela equipe SAE Baja na qual foi realizado o estudo, e uma delas reside na utilização de outros aços ou materiais que não o SAE 1020, devido ao custo e pouca oferta no mercado. Neste sentido, eles recorreram ao aço SAE 1020 por se tratar de um material economicamente acessível e disponível no mercado.

### 3.3 DEFINIÇÃO DA MALHA A SER UTILIZADA NAS BANDEJAS DA SUSPENSÃO

Como apresentado na Figura (11), primeiro se discretiza a estrutura em nós e elementos, posteriormente, agrupam-se esses elementos formando o que se chama de malha de elementos.

Nesse momento, foi necessário estabelecer uma estratégia de análise para definir as propriedades da malha em questão, isto é, o tamanho e obviamente o número de elementos que discretizarão a estrutura.

No ambiente *Autodesk Multiphysics*®, os tamanhos dos elementos da malha são definidos através de um intervalo de porcentagem que varia de 10% para uma malha fina e até 190% para uma malha grosseira.

A seguir na Figura (13) é apresentado um exemplo de uma barra com um furo no meio, desenvolvido com o único objetivo de ilustrar o que é uma malha grossa, equivalente a 190% de refinamento e uma malha a 10% de refinamento.

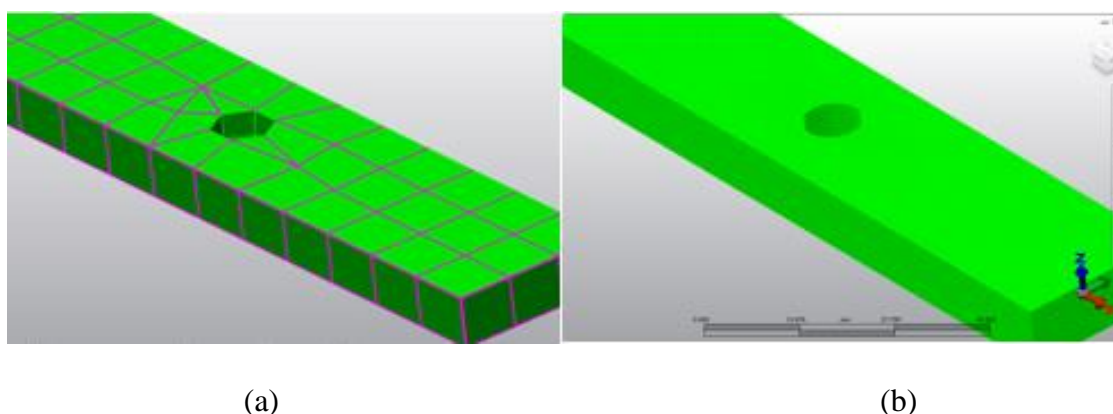


Figura 13. Exemplo da aplicação da malha do refinamento da malha em (a) 190% e (b)10%.

Conforme diminui-se o tamanho da malha, aumenta-se a precisão do resultado e também o tempo de simulação. Neste contexto, é necessário estabelecer um valor para o tamanho da malha que proporcione uma convergência de resultado que seja considerada aceitável e que ainda não exija mais esforço computacional do que é de fato necessário.

Foi realizada, então, uma análise de sensibilidade conforme será mostrado a seguir, na qual foram feitas diversas simulações para a tensão de Von Mises, em que o único parâmetro variado foi a porcentagem da malha, ou seja, seu tamanho, e então comparou-se os resultados entre as simulações afim de verificar a convergência do resultado.

O objetivo ao fazer a análise de sensibilidade é alcançar um valor de porcentagem da malha que garanta estabilidade na obtenção dos resultados, ou seja, um refinamento maior não implica em grande variabilidade nos resultados desejados. Além disso, realizando este estudo garante-se que não haverá aumento desnecessário no custo computacional diante da pouca variação dos resultados.

Na Figura (14) é apresentado o fluxograma que representa as etapas da realização da análise de sensibilidade desenvolvida neste trabalho para determinação da porcentagem referente ao tamanho da malha, que será colocado para cada bandeja de suspensão.

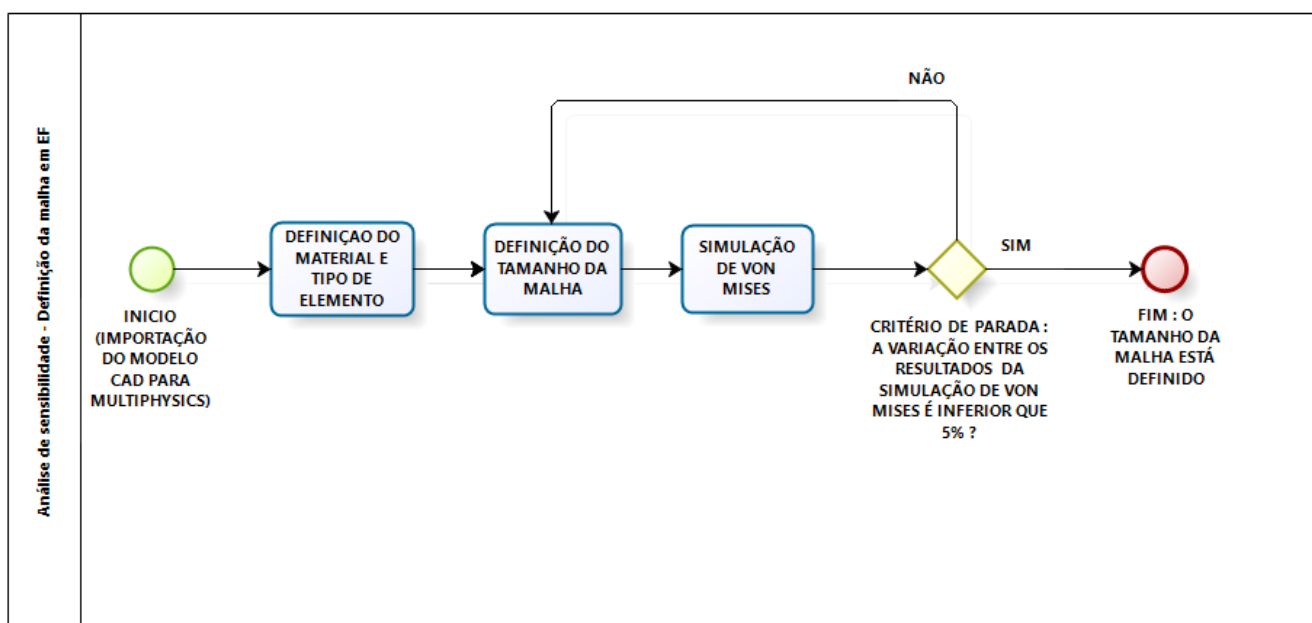


Figura 14. Fluxograma da análise de sensibilidade que define o tamanho da malha.

De acordo com a Figura. (14), o *Início* acontece com a importação das bandejas da suspensão do *CATIA®* para o *Autodesk Multiphysics®*. A partir disso, foram definidos o material e o tipo de elemento o que corresponde ao processo *Definição do Material e Tipo de Elemento* no fluxograma, conforme seção 3.2.

A fim de controlar os resultados quanto ao refinamento da malha procedeu-se da seguinte forma: foram selecionados nos braços da suspensão (superior e inferior) pontos fixos definidos através de coordenadas, que não variam entre as simulações efetuadas. Sendo assim, determinou-se um valor inicial de 130% para a malha e foi realizada a simulação para tensão de Von Mises e os resultados nos pontos selecionados foram salvos. Esta etapa corresponde ao processo *Realiza-se Simulação* destacado no fluxograma da Fig.(11).

A partir daí um novo valor de refinamento da malha foi estabelecido onde se diminuiu em 10% o tamanho da malha, obtendo o novo valor de 120%. Uma segunda análise foi realizada e mais uma vez registrou-se os resultados. Procedeu-se, então, a comparação entre os valores da primeira e segunda análises, ou seja, os resultados referentes a um modelo cuja malha está definida com tamanho de 130% e outra para malha com resultados relativos ao tamanho de 120%.

Desta forma, se a diferença entre resultados fosse menor que o critério de parada, definido em 5% pelo autor, a malha estaria definida, caso contrário o tamanho da malha era diminuído, em um passo padrão de 10%, até que fosse atingido o resultado esperado. Tal etapa corresponde ao processo de decisão destacado no fluxograma da Fig. (14).

Os resultados obtidos através da análise de sensibilidade para as bandejas estão representados na Tab.3.

Tabela 3. Resultado da análise de sensibilidade para as bandejas inferior e superior da suspensão

<b>Características</b>	<b>Bandeja inferior</b>	<b>Bandeja superior</b>
Tamanho da malha (%)	30	40
Tamanho dos elementos (mm)	2,24	3,95
Número de elementos	17.322	11.222
Número de nós	17.156	8.925

### 3.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARREGAMENTOS

Ainda na fase de pré-processamento é preciso especificar as condições de contorno e os carregamentos atuantes. Para tanto, se utilizou o trabalho de (Lima, 2011; Maehler, 2013) como base na definição das restrições (pontos fixos) e modo de aplicação de carregamento. Os trabalhos de ambos focam na análise da suspensão de um veículo BAJA, sendo que o segundo se restringe ao estudo da bandeja inferior de uma suspensão Duplo A. O objetivo final de ambos é otimizar o subsistema.

No presente trabalho, as condições de contorno foram selecionadas nos pontos que ligam as bandejas da suspensão a estrutura do veículo. De fato o objetivo dos braços de suspensão é restringir o movimento da roda (*wheel travel*), imprimindo ao movimento desta uma determinada faixa de variação de *camber*, por exemplo. Isto cinematicamente implica em

uma limitação dos graus de liberdade relativos a este movimento. Neste sentido, nos pontos de fixação restringiram-se os movimentos de translação e se permitiu somente a revolução em torno do eixo da própria junta.

Para a bandeja inferior, aplicou-se uma condição de contorno no ponto de fixação do conjunto mola/amortecedor, que restringe os movimentos de translação permitindo apenas a rotação em torno do eixo, que passa pelo elemento de ligação do conjunto à bandeja. A Fig. (15) mostra os pontos onde foram aplicadas as condições de contorno.

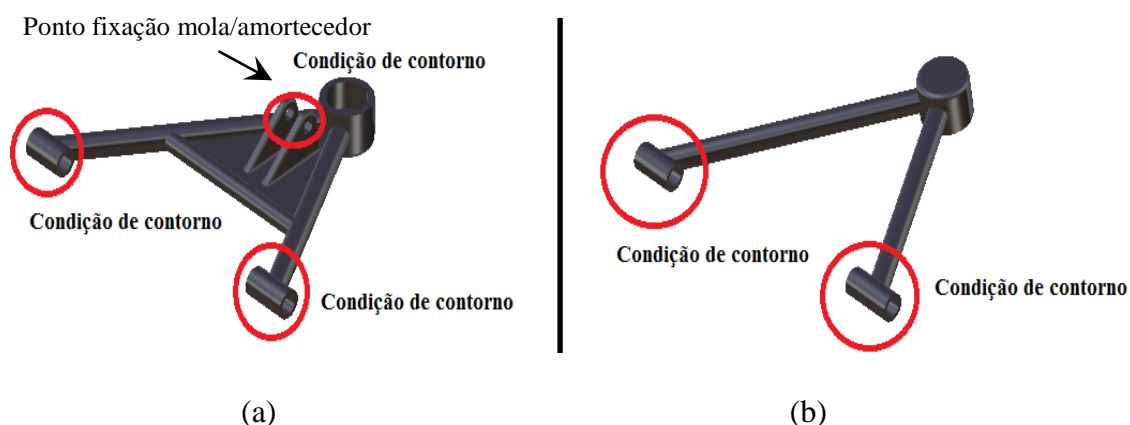


Figura 15. (a) Bandeja inferior (b) bandeja superior com sinalização dos pontos de aplicação de condição de contorno

Os carregamentos foram aplicados em pontos específicos de cada bandeja, que de acordo com (Lima, 2011) alcançam bons resultados quando comparado a um ensaio de impacto, na qual, o objetivo do experimento foi de analisar principalmente a força máxima decorrente da relação pneu-solo, que é justamente o efeito que se busca neste estudo. Diante disso, justifica-se a restrição do ponto de fixação da mola/amortecedor com uma condição de contorno e não um carregamento, pois o objetivo aqui é avaliar o impacto do perfil de pista, através da relação entre o pneu e o solo. Sendo assim, na Fig. (16) estão representados os pontos nos quais foram inseridos os carregamentos.





Figura 16. Pontos de aplicação de carregamento nas bandejas inferior e superior respectivamente

### 3.4.1 Definição dos carregamentos iniciais para análise de fadiga

O presente trabalho busca modelar as bandejas de suspensão para análise de fadiga. Portanto, conforme mostrado na seção 2.3, a partir das observações trazidas por (Shigley et al,2005) a metodologia de construção do diagrama S-N é baseada na relação entre a resistência a fadiga e seu respectivo número de ciclos até a falha.

(Shigley et al,2005) defende que a resistência a fadiga é alcançada a partir da relação estabelecida pela Eq.(14), entre um fator multiplicador e a tensão última do material. Então, percebe-se que para traçar o Diagrama S-N é preciso encontrar o carregamento que gera o estado de tensão equivalente a 90% da tensão última do material de cada bandeja, que é o nível de tensão a ser aplicado no primeiro ensaio da construção do Diagrama S-N.

Para construção do Diagrama S-N a principal preocupação é a determinação do carregamento que gera o estado inicial de 90% da tensão última, a partir disso, diminui-se o valor de  $f$ , na Eq.(14) em um passo de 10% a cada ensaio.

Dessa maneira, para a análise em fadiga aplicou-se uma metodologia na qual foram realizadas simulações para tensão de Von Mises para diversos valores de carregamentos, cujo único objetivo era descobrir qual valor de carga gera um nível de tensão máximo na estrutura próximo de 90% da tensão última do material para cada braço.

Neste sentido, concluiu-se que 3700 N aplicados no braço inferior gera um estado de tensão equivalente a 90,8% da tensão última do material, enquanto 2700N gera um estado de tensão referente a 90,1% da tensão última do material para o braço superior e, assim, definiu-se o valor inicial do carregamento para cada braço da suspensão para a análise de fadiga.

No intuito de definir um nível de vida infinita para projeto é designado em um primeiro instante um valor de tensão bastante elevado, isto é, muito próximo da tensão última do

material, que fisicamente pode ser interpretado como o último momento antes da fratura e a partir disso diminui-se para os próximos ensaios o valor de tensão e verifica-se para cada interação o número de ciclos apresentados até a falha.

Com a definição do carregamento e condições de contorno, é finalizada a etapa de pré-processamento em EF. Nesse contexto, a solução e o pós-processamento serão apresentados a seguir. O modelo final das bandejas modeladas em EF, com todos os parâmetros inseridos, pode ser observado na Fig.(17).

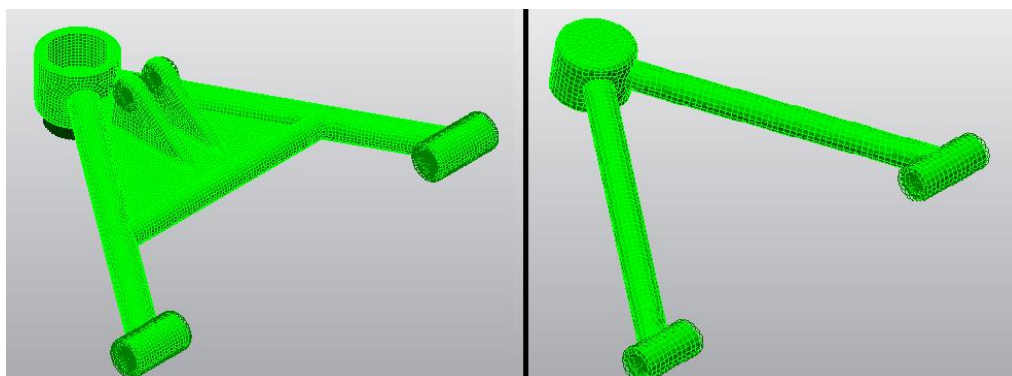


Figura 17. Bandeja inferior e superior modeladas em MEF, respectivamente

Da análise em fadiga espera-se construir o Diagrama S-N (seção 2.3) de cada braço de suspensão e, a partir disso, avaliar a vida infinita do componente. Nessa análise, inclusive, o carregamento a ser considerado será o perfil de pista tratado no item 2.2 e a ser melhor abordado no Cap. 4.

## **CAPÍTULO 4**

# **TRATAMENTO DE PERFIS DE PISTA E ANÁLISE EM FADIGA**

Neste capítulo é apresentada a metodologia aplicada no tratamento do perfil de pista utilizado para simulação em fadiga (item 2.3). Nesse sentido, aborda-se a maneira pela qual se adquiriu o perfil de pista aplicado no estudo dos efeitos sobre as bandejas de suspensão, considerando a fadiga (efeito dinâmico); as ferramentas estatísticas utilizadas para estudá-lo e o método de avaliação e criação de perfis teóricos utilizados no trabalho. Esta última etapa baseia-se fortemente na conceituação apresentada sobre o índice IRI de avaliação de qualidade de pista apresentado no item 2.2.

### **4.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS**

Nas seções 2.1 e 2.2, foram discutidas questões como o avanço significativo das pesquisas no campo da dinâmica veicular. Além disso, tratou-se sobre os perfis de pista e a maneira como eles estão correlacionados com a dinâmica veicular. Verifica-se também que houve evolução nos softwares que estudam essa dinâmica, sendo que muitos deles possuem em sua biblioteca perfis de pista pré-estabelecidos, o que enriquece o estudo numérico dos efeitos dinâmicos em veículos, como é o caso do MSC ADAMS® e o CarSim®. Ambos simulam veículos trafegando em diversos tipos de terrenos e geometria de pista.

Para tratamento de dados experimentais de perfis de pista, bem como sua análise cita-se o Proval®, tratado na seção 2.2. No contexto do presente trabalho, CarSim® e Proval® viabilizarão a geração e análise de efeitos de perfis de pista nos referidos componentes de suspensão. O CarSim® fornecerá o sinal de pista extraído de sua biblioteca e que de agora em diante será denominado perfil experimental. O Proval® auxiliará viabilizando a classificação dos perfis segundo o IRI.

De fato, a fadiga de acordo com o que foi dito na seção 2.3 tem como princípio a presença de carregamentos cíclicos. Diante disso, percebeu-se a necessidade de possuir uma

função que controle a maneira como o carregamento, definido na seção 3.3, deve ser repetido para simular o efeito da fadiga. Para tal, utiliza-se de perfis de pista para controlar a repetição da carga nas bandejas da suspensão Duplo A, mostradas na Fig. (3).

Diante do fato de que este trabalho busca uma representação em simulações numéricas mais próximas da realidade, percebeu-se um grande obstáculo para utilização de perfis de pista como agentes responsáveis pela repetição dos carregamentos em simulações de fadiga em suspensões, que é a obtenção propriamente dita do perfil. Neste contexto, o presente trabalho busca criar uma metodologia de criação de perfis de pista teóricos simplificados que partem de perfis experimentais, que são por natureza mais complexos, mas que possam transmitir para o perfil criado parte de suas características experimentais.

## **4.2 OBTENÇÃO DE UM PERFIL DE PISTA EXPERIMENTAL**

Os perfis de pista obtidos experimentalmente com o intuito de representar as irregularidades de uma superfície são de difícil aquisição e, quando registrados experimentalmente são obtidos através de métodos normalizados, onde se utilizam diversos instrumentos, como os perfilômetros inerciais, que são acoplados em um veículo, por exemplo. Destaca-se que existe ainda o obstáculo inerente à separação dos deslocamentos e vibrações referentes ao veículo e perfilômetro das ondulações que realmente caracterizam a pista.

Dessa forma, uma alternativa aceitável para obtenção de um sinal que caracterize um terreno seria a extração de dados de pista de softwares comerciais, como por exemplo, o CarSim®, que fornece em sua biblioteca uma série de perfis de pista. Ressalta-se, então, que nesse trabalho, o perfil de pista utilizado na simulação em fadiga foi obtido da biblioteca desse software.

A Figura (18) é um exemplo de simulação realizada no CarSim®, onde se observa a *interface* do software, a atuação de carregamentos no veículo, etc. É importante ressaltar que esta figura representa uma simulação genérica cuja serventia é apenas ilustrar como ocorre uma simulação no referido ambiente.

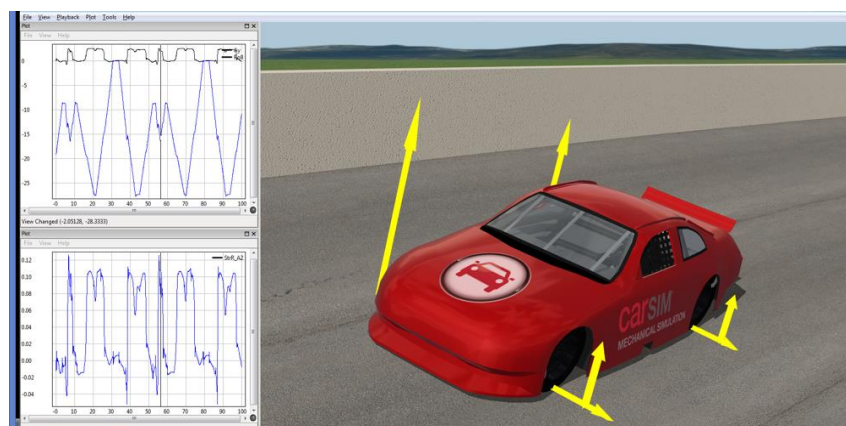


Figura 18. Imagem ilustrativa de simulação no CarSim.  
(Fonte: [hwww.carsim.com/products/carsim/index.php](http://www.carsim.com/products/carsim/index.php))

A partir das Figuras (1) e (18), observa-se que o veículo ao trafegar em uma pista possui reações diferentes nos seus lados direito e esquerdo, isto se dá, porque o próprio perfil de pista apresenta características diferentes ao longo de seu comprimento transversal.

Devido à diferença de comportamentos nos lados direito e esquerdo do veículo ao trafegar em uma pista, ao simular um modelo de  $\frac{1}{4}$  de carro (Sayers, 1998) sugere que seja utilizada a média do perfil de pista, como está representado na Fig. (1).

Para o modelo de  $\frac{1}{2}$  carro utiliza-se os lados direito e esquerdo do perfil de pista, na mesma análise, nas respectivas rodas direita e esquerda do modelo. Desse modo, o presente trabalho, por ser baseado no modelo de  $\frac{1}{4}$  de carro, realiza assim, duas análises, uma para o lado esquerdo do perfil de pista e outra para o lado direito, para assim buscar a compreensão do comportamento das bandejas de suspensão nos dois casos.

A Figura (19) apresentam os sinais de pista que descrevem o lado esquerdo e direito do perfil de pista extraído do Carsim®. Os perfis possuem amplitude em mm no eixo das ordenadas e o tempo no eixo das abcissas, que no caso abrange 150 s de registro.

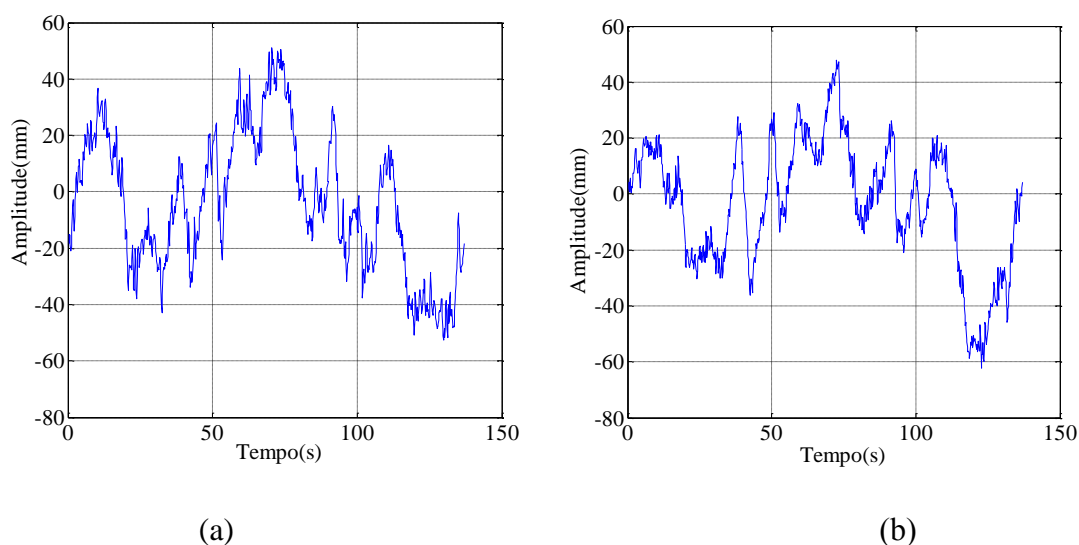


Figura 19. Perfil de pista para os lados (a) direito e (b) esquerdo extraídos do CarSim®

Para compreender as diferenças entre os lados direito e esquerdo do perfil de pista da Fig. (19), a seguir na seção 4.2 são realizados estudos que colaboram neste entendimento e, posteriormente, auxiliarão na caracterização de um perfil teórico (item 4.4).

### 4.3 COMPREENSÃO DOS PARÂMETROS DO PERFIL DE PISTA EXPERIMENTAL

Para entender de fato o perfil de pista extraído do CarSim®, foi realizado uma análise estatística, na qual é construído o histograma para cada lado do perfil. O objetivo em construir o histograma do perfil de pista se encontra na necessidade de buscar intervalos de valores de amplitude, que se fazem mais presentes nos perfis, ou seja, verificar a faixa de amplitude predominante.

Esta informação é importante para a própria compreensão dos perfis e, principalmente, para criação do perfil teórico, que será discutido em detalhe no tópico 4.3.

Para criação dos histogramas foi elaborado uma rotina no software MatLab®. Desta forma, a Fig. (20) ilustra o histograma referente ao lado direito do perfil experimental que foi extraído do CarSim®.

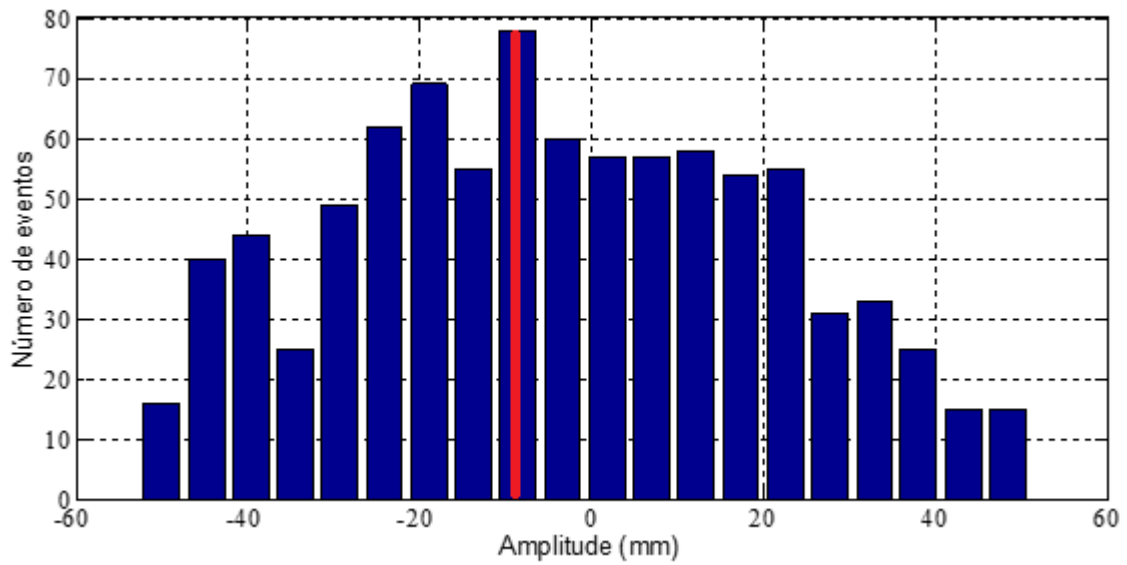


Figura 20. Histograma para o lado direito do perfil experimental

Na Figura (20) está representado por uma reta vermelha o valor médio da faixa de amplitude mais presente no lado direito do perfil experimental, com valor de -8,53 mm. Da mesma forma a Fig. (21) ilustra o perfil experimental do lado esquerdo, cujo valor representado pela linha vermelha é de 12,05 mm.

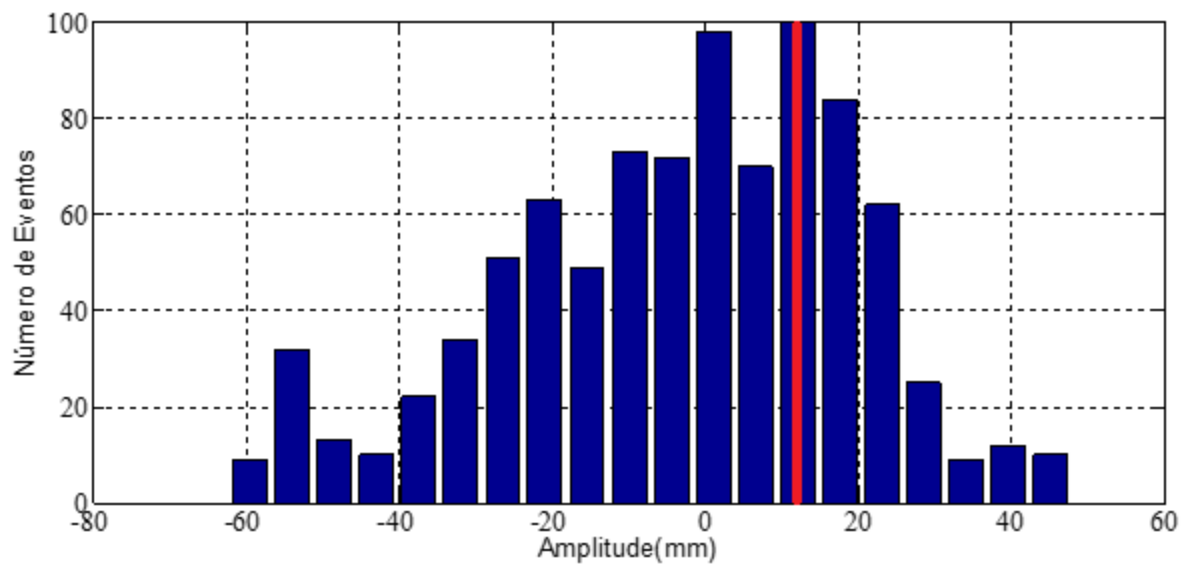


Figura 21. Histograma para o lado esquerdo do perfil.

O estudo sobre os perfis de pista não se limitou em caracterizar sua amplitude, era necessário buscar um entendimento de sua frequência, para assim poder reproduzir um perfil teórico a partir de um experimental, conforme será tratado no item 4.5.

Para caracterização da frequência do perfil experimental a primeira abordagem foi a utilização de análises espectrais. No entanto, os resultados adquiridos isoladamente foram inconclusivos. Assim, o entendimento do perfil de pista experimental, nesse momento estava limitado à compreensão de suas amplitudes. Isto representava um fator restritivo para criação do perfil de pista teórico.

Desta forma, ao buscar novas alternativas para o problema, foi descoberto um outro parâmetro fundamental para este trabalho que é o IRI. E então, percebeu-se que possuindo dois parâmetros definidos (amplitude e IRI) e utilizando a frequência como uma variável do problema é possível criar um perfil de pista teórico.

#### 4.4 METODOLOGIA DE CÁLCULO DO ÍNDICE DE RUGOSIDADE

Para o cálculo do IRI foi utilizado o software Proval® descrito na seção 2.2. Este software possui um valor limitante referente a quantidade de dados que são analisados, isto é, os arquivos estão restritos a no máximo 100 dados. O problema é que os arquivos do perfil de pista extraído do CarSim® possuem 900 dados para cada um dos lados.

Foi necessário então desenvolver uma metodologia de cálculo do IRI com o Proval® que está representada pelo fluxograma representado na Fig.(22).

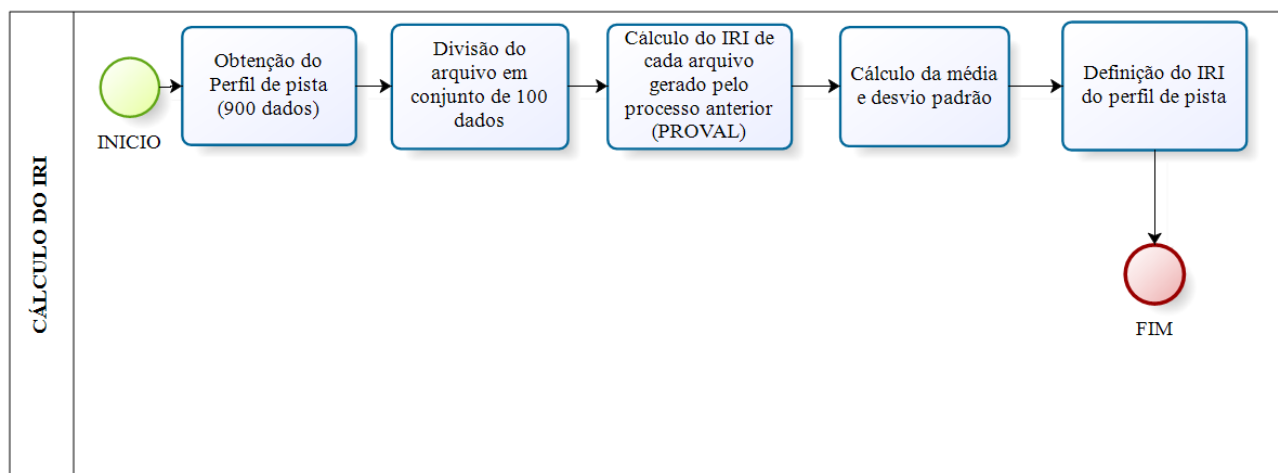


Figura 22. Fluxograma do processo de cálculo do IRI

O processo destinado a *Obtenção do Perfil de pista*, refere-se a extração do Carsim® dos arquivos experimental direito e esquerdo.



Devido a limitação de análise do Proval® para realizar o cálculo do IRI dos perfis experimentais foi elaborado uma rotina MatLab® que faz a divisão de arquivos em conjunto de 100 dados e representou-se isto na Fig.(22) através do processo nomeado por *Divisão do arquivo em conjunto de 100 dados*. Desta forma, adquiriu-se 09 arquivos para cada lado do perfil.

Em seguida, um a um, os arquivos são inseridos no software e então calcula-se seus IRI's como mostra o processo *Cálculo do IRI de cada arquivo gerado no processo anterior*. Então, para representar o IRI total dos perfis de pista são realizados o cálculo da média e desvio padrão dos resultados obtidos para cada arquivo, como mostra o processo *Cálculo da média e desvio padrão*, e a partir disso define-se o valor de IRI dos perfis de pista experimental direito e esquerdo.

A Fig.(23) representa uma análise realizada no Proval®, em que são inserido os nove arquivos que representam um dos lados do perfil de pista experimental.

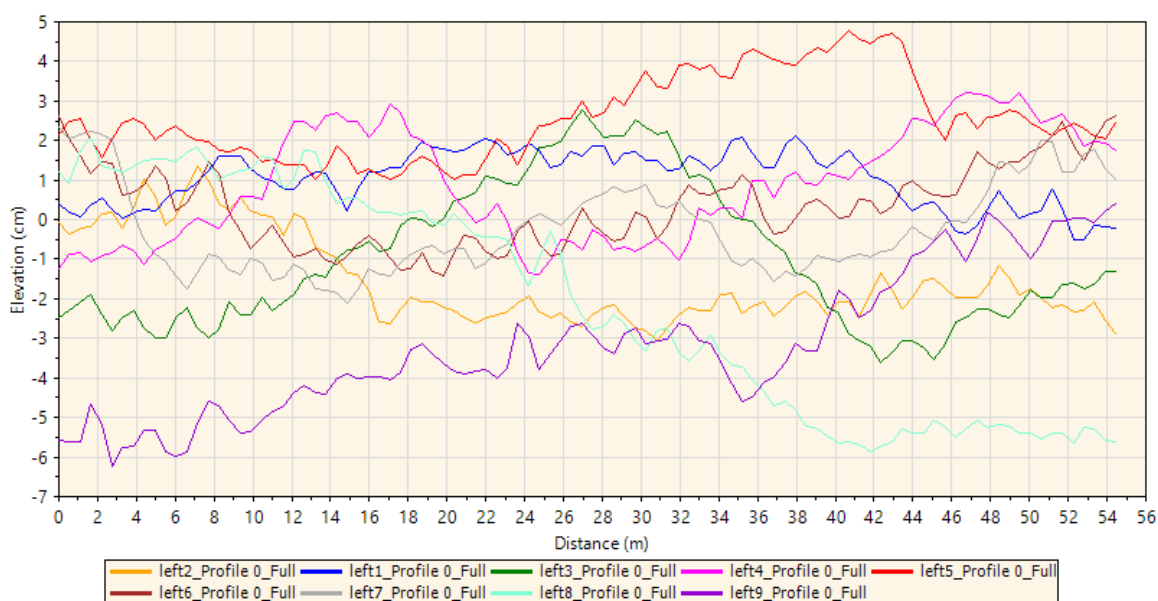


Figura 23. Inserção dos nove perfis de pista que representam um dos lados do perfil extraído do CarSim no Proval.

Como resultado do cálculo do IRI para o perfil experimental direito e perfil experimental esquerdo é obtido o IRI chamado de alvo. Isto porque esses valores são usados como referência na criação do perfil teórico. Neste contexto a Tab.(4) mostra o resultado do cálculo dos IRI's alvo.

Tabela 4. Resultado do Cálculo do IRI DIREITO alvo para o lado direito do perfil extraído do CarSim e IRI ESQUERDO alvo para o lado esquerdo do referido perfil.

<b>IRI DIREITO<sub>ALVO</sub></b>	$6,77 \pm 0,55$
<b>IRI ESQUERDO<sub>ALVO</sub></b>	$5,72 \pm 0,74$

A partir dos valores obtidos através da análise do IRI dos perfis e da amplitude adquirida no histograma é possível criar o perfil teórico como pode ser observado na seção 4.5.

#### 4.5 METODOLOGIA DE CRIAÇÃO DE UM PERFIL DE PISTA TEÓRICO A PARTIR DE DADOS EXPERIMENTAIS

O princípio básico para proposição da metodologia de criação de um perfil de pista teórico baseado em um perfil de pista experimental (CarSim®) foi de que o mesmo fosse de fácil reprodução em laboratório e simulação numérica. Nesse sentido, utiliza-se de parâmetros advindos de perfis experimentais (amplitude e IRI), que servem como *inputs* iniciais.

Nesse contexto, a função senoidal é a que mais simplesmente representa a ondulação de um perfil de pista. A Eq.(15) mostra esta função, em que A é a amplitude do sinal, w a frequência e t o tempo.

$$F(t) = A.\text{sen}(w.t) \quad (15)$$

O valor de “A” em Eq. (15) é obtido de acordo com as Fig.(20) e Fig. (21) considerando o valor médio da faixa de amplitudes de maior frequência representado por uma linha vermelha.

Com o valor de “A” definido, sobram dois parâmetros em aberto, que são o tempo (t), que é definido em um intervalo de [0, 150] segundos, e a frequência (w) que será a variável do problema.

Para ilustrar essa metodologia, foi construído o fluxograma da Fig.(24) com o objetivo de auxiliar o entendimento das etapas de criação de um perfil de pista.

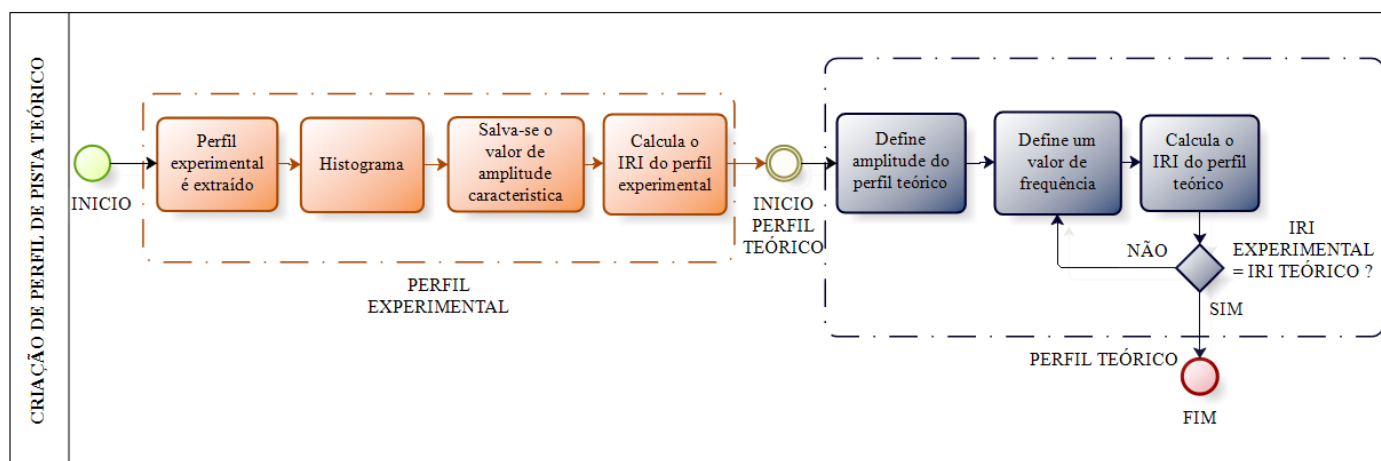


Figura 24. Fluxograma que representa a metodologia de criação de um perfil de pista

O valor da frequência é definido a partir de uma análise que envolve o cálculo do IRI do perfil experimental. O procedimento é simples. Primeiramente, calcula-se o IRI dos perfis experimentais como é mostrado na Fig.(24) com resultados apresentados na Tab.(4).

Em seguida, definiu-se um valor inicial de frequência de 0,1 rad/s e, então, gradativamente este valor foi aumentado segundo um passo de 0,02 rad/s. A cada interação, é calculado o IRI daquela função. O critério de parada dessa ação definiu-se quando o IRI do perfil teórico proposto se aproxima do IRI do perfil experimental (referente ao perfil obtido no CarSim®), em que seus valores estão expostos na Tab.(4). A diferença máxima admitida foi de uma casa decimal. Enfim, determina-se a frequência correspondente ao atendimento dessa hipótese e obtém-se assim, um perfil definido segundo a Eq. (5).

O perfil teórico criado a partir do perfil experimental extraído do Carsim® é chamado de Perfil Seno ajustado *left* para seu lado esquerdo e *right* para seu lado direito. A Tab.(5) compila o resultado encontrado para o IRI de cada perfil, assim como o significado disso em uma pista real de acordo com a ASTM 1916 comentado na seção 2.2 e mostrado na Tab.(1).

Tabela 5. Resultados do IRI para o seno ajustado left e seno ajustado direito

Perfil de Pista	IRI previsto pela norma ASTM 1916	Características da pista	IRI do perfil
<b>Seno ajustado left</b>	3 a 6	<ul style="list-style-type: none"> <li>Roda confortável até 120 km/h.</li> <li>A 80 km / h percebe-se grandes ondulações.</li> <li>Há buracos (5 a 15 mm/ 3 m) e depressões ocasionais</li> </ul>	5.85 +- 0.02
<b>Seno ajustado right</b>	6 a 8	<ul style="list-style-type: none"> <li>Roda confortável até 90 km/h.</li> <li>Movimentos são fortemente percebidos.</li> <li>Há presença de buracos (15 a 20 mm/3m ou 20 a 40mm/5m) e fortes ondulações</li> </ul>	6.62 +- 0.02

As Eq. (16) e (17) representam as funções que geram o perfil de pista teórico para o lado direito e esquerdo do veículo, respectivamente. Essas equações possuem origem na Eq. (15), cuja amplitude foi retirada do histograma referente a cada lado do perfil experimental, isto é para o perfil direito “A” assume o valor de -8,53 mm e para o perfil esquerdo “A” é igual a 12,05 mm. A frequência é definida conforme descrito acima.

$$F_{\text{esquerdo}}(t) = 12,05 \sin(0,34. t) \quad (16)$$

$$F_{\text{direito}}(t) = -8,53 \sin(0,6. t) \quad (17)$$

A partir das Eq. (16) e (17) foram gerados os perfis teóricos nomeados de seno ajustado, cuja representação gráfica pode ser observada na Fig. (25) e Fig. (26).

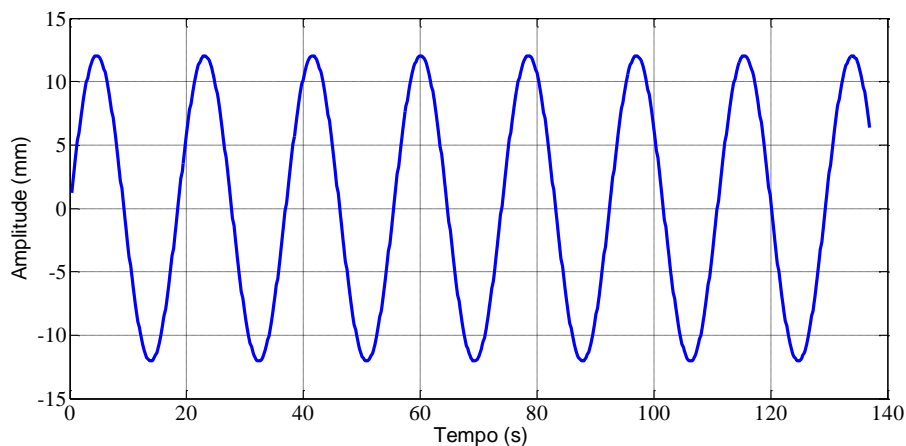


Figura 25. Perfil de pista seno ajustado esquerdo

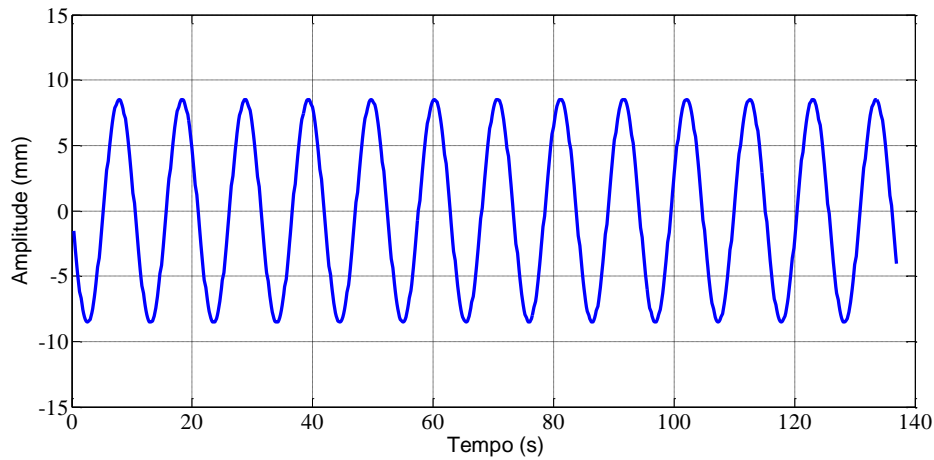


Figura 26. Perfil de pista seno ajustado direito

Com o perfil teórico construído para os lados esquerdo e direito, é possível realizar a análise em fadiga e visualizar se estruturalmente os dois perfis de pista teórico e experimental com IRI semelhante, geram comportamentos parecidos nas bandejas. Para isso na seção 4.5 a seguir, será realizado a análise em fadiga das bandejas da Fig. (3).

#### 4.6 ANÁLISE DE FADIGA NAS BANDEJAS DE SUSPENSÃO UTILIZANDO PERFIS EXPERIMENTAL E AJUSTADO

A análise de fadiga realizada nesse trabalho visa à construção dos Diagramas SN para cada bandeja da suspensão para os perfis experimentais e para os perfis ajustados. O objetivo desta análise é visualizar o efeito de diferentes perfis de pista na vida infinita desses componentes automotivos.

Para construir os diagramas SN de cada bandeja de suspensão foi utilizada a mesma metodologia descrita por (Shigley et al,2005) e explicada na seção 2.3, só que de maneira numérica como pode ser visto na Fig.(27). Para tanto, utilizou-se a ferramenta *fatigue wizard* do Autodesk Multiphysics®.

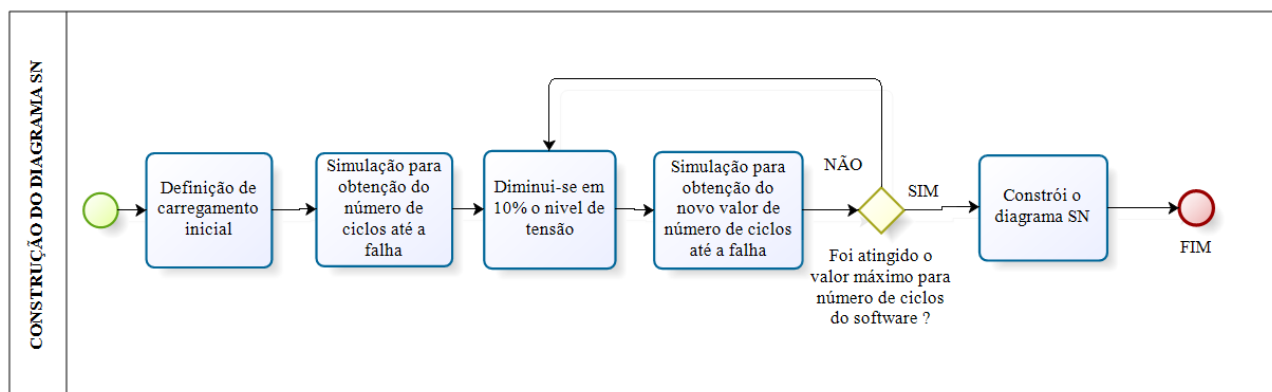


Figura 27. Fluxograma que representa a metodologia aplicada para construção dos diagramas S-N

Para construção do Diagrama S-N é utilizado o método da vida sob tensão, que correlaciona a resistência à fadiga ( $S_f$ ) e o número de ciclos até a falha ( $N$ ). (Shigley et al, 2005) determina que o ciclo é definido como o carregamento e o descarregamento de uma tensão, isto é, o período da função do perfil de pista.

A resistência a fadiga ( $S_f$ ), conforme mostrado pela Eq.(14), é dada como a relação entre a tensão última do material e um fator de escala. No entanto, ao aplicar um perfil de pista para repetir a tensão, a amplitude deste perfil gera um novo parâmetro multiplicador nesta equação, como pode ser observado na Eq.(18), em que  $C$  representa a amplitude do perfil de pista.

$$S_f = f. \sigma_{ult}.C \quad (18)$$

Neste sentido, o fenómeno da fadiga pode ser observado a partir do número de ciclos mínimos equivalentes a um período das funções senoidais deste trabalho. Segundo (Shigley et al, 2005) para análises de baixa ciclagem, ou seja, para um número de ciclos inferiores a  $10^3$ , o método da vida sob tensão é impreciso. Neste sentido, foi observado na biblioteca do Multiphysics que é sugerido, inclusive, aproximar no Diagrama S-N os valores encontrados neste intervalo em uma reta devido a imprecisão dos resultados.

O procedimento para construção dos diagramas foi iniciado na seção 3.4.1 quando foi definido o carregamento que gera o estado de tensão equivalente a aproximadamente 90% da tensão última do material. Desta forma, o carregamento inicial para a bandeja inferior é de 3700N aplicados no local designado pela Fig.(13) e para a bandeja superior 2700 N.

Em seguida, como é apresentado na Fig.(27) realiza-se a primeira simulação na qual se obtém o número de ciclos até a falha para o carregamento inicial, no entanto, como discutido na seção 2.3 o valor obtido está na faixa de tensão entre 0 e 1, o que não configura ainda o efeito

desejado, que é o de fadiga. Isto ocorre pois o valor de  $f$  na Eq.(18) para esta simulação inicial é de 1, que ao ser multiplicado pela amplitude do carregamento e pela tensão última do material, acaba por gerar níveis de tensão que superam a tensão última do material. Desta forma, diminui-se em 10% o valor de  $f$  na Eq.(18) e respectivamente da tensão final, sendo realizada uma nova simulação na qual se obtém um novo valor para o número de ciclos até a falha, que deve ser necessariamente maior que o obtido na análise anterior. Este procedimento se repete até que seja atingido  $10^{32}$  ciclos, que é o valor máximo apresentado pelo software.

Seguindo este procedimento, foram realizadas em torno de 16 simulações para cada perfil de pista (lados direito e esquerdo dos perfis experimental e teórico) em cada uma das bandejas. Isto se traduz em 64 simulações em cada bandeja, sendo que para o braço inferior utilizando o perfil experimental o tempo decorrido para cada simulação durou cerca de 8 minutos, enquanto que para a bandeja superior este tempo é de 6 minutos. Além disso, para os perfis teóricos o tempo de simulação não ultrapassou 3 minutos.

Para construção dos diagramas, foi elaborado uma rotina MatLab® que combina o resultado das tensões aplicadas com o número de ciclos que são obtidos no *Autodesk Multiphysics®*. A seguir são apresentados os Diagramas SN para cada braço de suspensão.

Na Figura (28) é apresentado o Diagrama SN do braço inferior para o perfil experimental e teórico direitos.

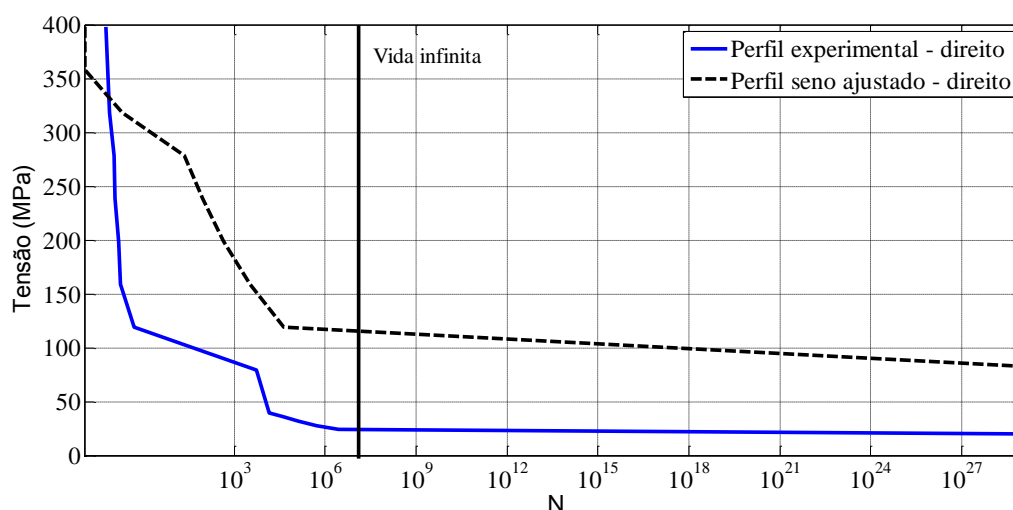


Figura 28. Diagrama SN da bandeja inferior para o perfil experimental direito e teórico direito

A Fig. (29) é o diagrama SN também para a bandeja inferior, entretanto é analisado os perfis experimental e teórico esquerdos.

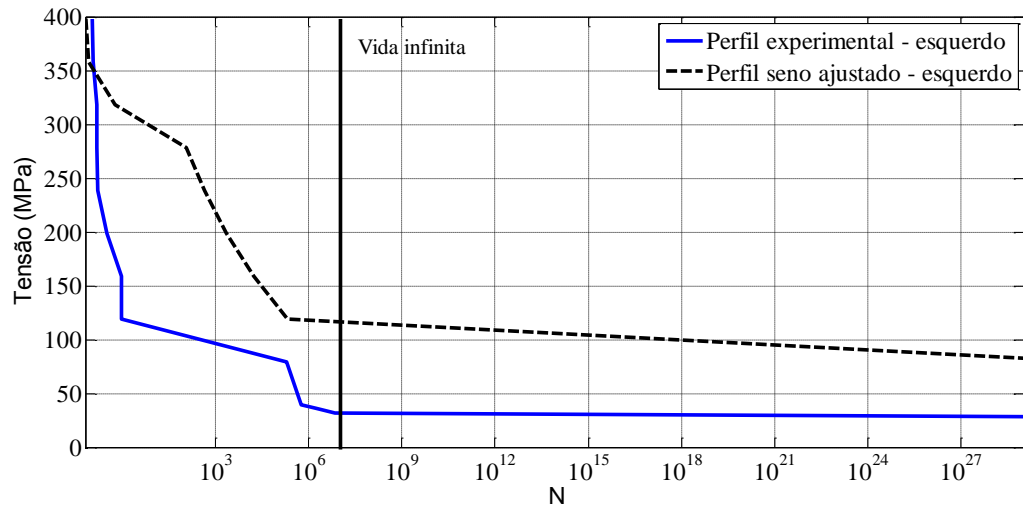


Figura 29. Diagrama SN da bandeja inferior para o perfil experimental esquerdo e teórico esquerdo .

Utilizando da mesma metodologia aplicada na criação dos diagramas SN para a bandeja inferior, a Fig. (30) representa o Diagrama SN para a bandeja superior para os perfis experimental e teórico direitos.

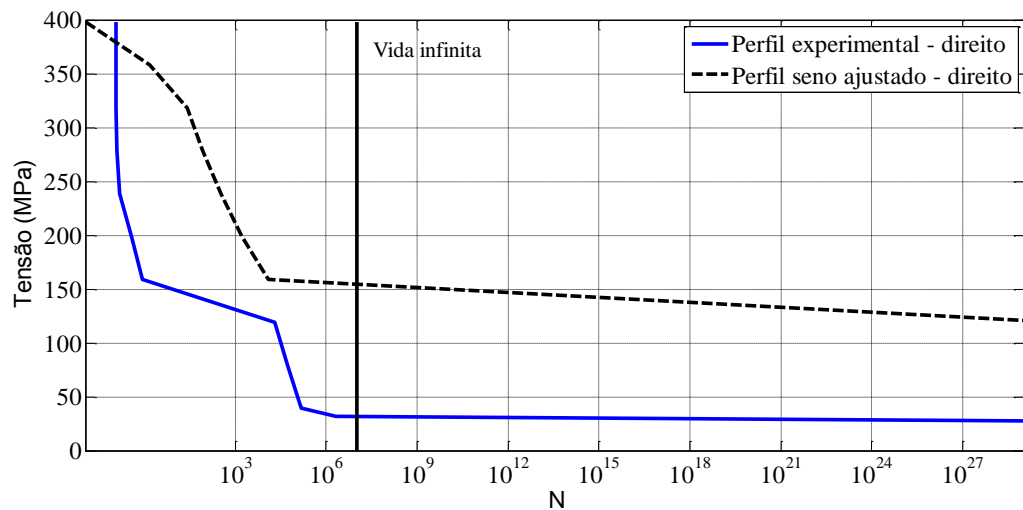


Figura 30. Diagrama SN da bandeja superior para o perfil experimental direito e teórico direito

Por fim, a Fig. (31) é o resultado para análise de fadiga do braço superior para os perfis experimental e teórico esquerdos.



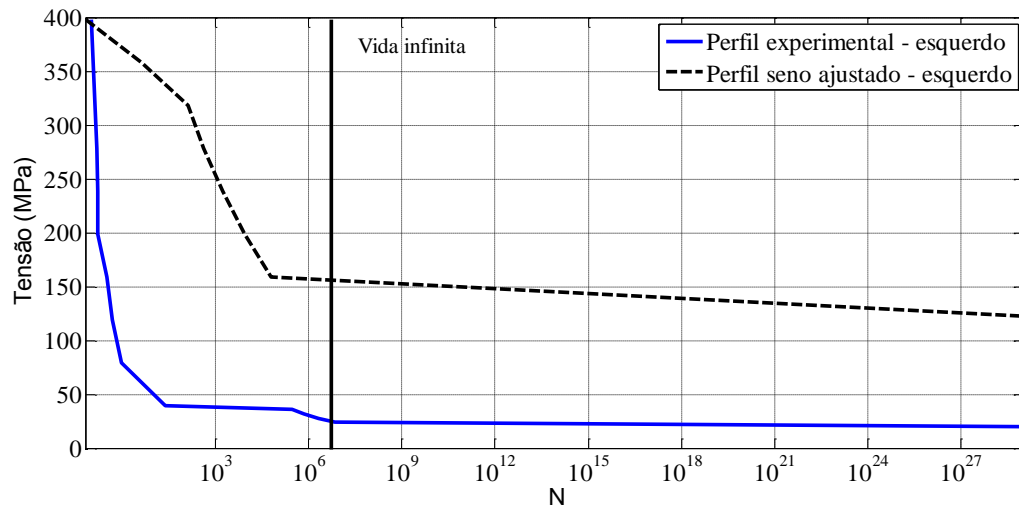


Figura 31. Diagrama SN da bandeja superior para o perfil experimental esquerdo e teórico esquerdo

As Figura (28) a (31) mostram os resultados da análise de fadiga traduzidos através do Diagrama SN para os perfis extraídos do CarSim® nomeados por experimentais e para os perfis teóricos criados neste trabalho. Observando essas imagens fica claro que o perfil experimental é consideravelmente mais severo que o perfil teórico para esses componentes da suspensão, mesmo que os perfis apresentem IRI similares.

Ainda de acordo com as Fig. (28) a (31) pode-se perceber que a diferença entre as curvas representadas pelos perfis experimentais e teóricos é grande, pois elas estão distantes. Portanto, na próxima seção será investigada uma nova abordagem quanto a função que representa o perfil de pista, e então a verificação se há aproximação entre as curvas apresentadas.

#### 4.7. APLICAÇÃO DO SENO DUPLO COMO REPRESENTAÇÃO PERFIL DE PISTA TEÓRICO

Nesta seção será utilizada uma metodologia semelhante a utilizada na seção 4.5 deste trabalho no que tange a criação de um perfil de pista teórico a partir de dados experimentais. A singularidade, no entanto, está no fato de que a função que representará o perfil de pista passa a ser o seno duplo, mostrado na Eq.(19).

$$F(t) = A_1 \sin(w_1 t) + A_2 \cos(w_2 t) \quad (19)$$

A adição de um novo componente para representação do perfil de pista implica na reprodução de uma nova característica da superfície da pista, a rugosidade, que não foi representada pela Eq.(15), como pode ser visualizado na seção 2.2 deste estudo. Assim, a expectativa é que as novas análises em fadiga, utilizando-se da função descrita pela Eq.(19), apresentem resultados mais satisfatórios com relação a aproximação das curvas experimentais e teóricas no Diagrama S-N.

Para definir os parâmetros da Eq.(19), utilizou-se da mesma metodologia aplicada na seção 4.5, na qual os valores para  $A_1$  e  $A_2$  foram retirados dos histogramas das Fig.(20) e (21) para cada lado de perfil de pista. Definiu-se que  $W_2$  equivale a  $0.3W_1$  e então variou-se o valor de  $W_1$  em um passo padrão de 0.01. A cada interação foi calculado o IRI do perfil de pista, a fim de encontrar o valor de  $W_1$  que gera um perfil de pista com IRI semelhante ao  $IRI_{alvo}$ . As Eq.(20) e (21) são o resultado deste procedimento, em que encontrou-se para o seno duplo esquerdo um IRI de  $5.83 \pm 0.04$  e para o seno duplo direito um IRI equivalente a  $6.76 \pm 0.04$ , o que garante uma aproximação razoável com os IRI's alvo, mostrados na Tab.(4).

$$y = 12.05 \sin(0.34t) + 12.05 \cos(0.102t) \quad (20)$$

$$y = 8.53 \sin(0.54t) + 8.53 \cos(0.162t) \quad (21)$$

A representação gráfica do perfil teórico utilizando um seno duplo para o lado esquerdo, referente a Eq.(20), pode ser observado na Fig.(32).

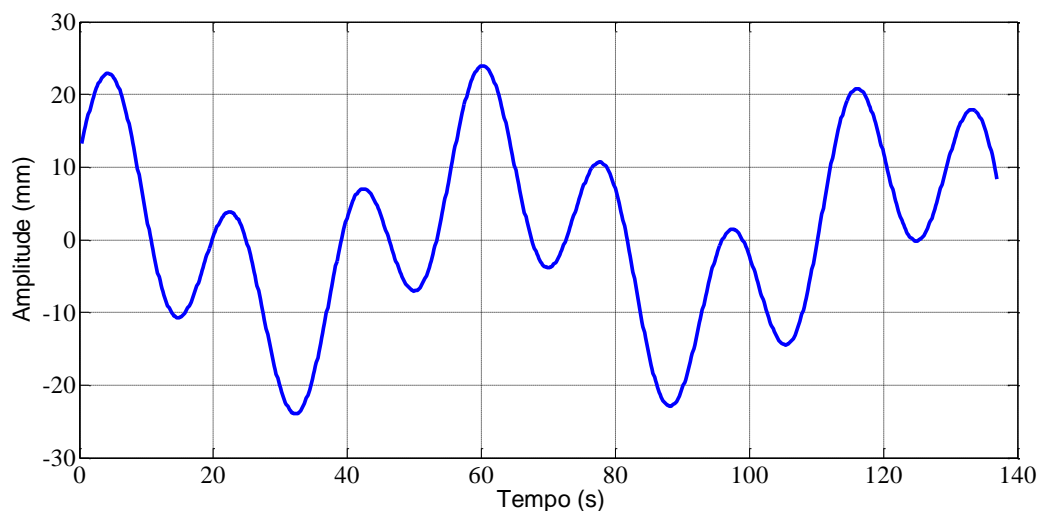


Figura 32. Perfil de pista teórico - seno duplo esquerdo

A partir da utilização do perfil teórico seno duplo direito, representado pela Eq.(21), traçou-se o gráfico apresentado na Fig.(33).

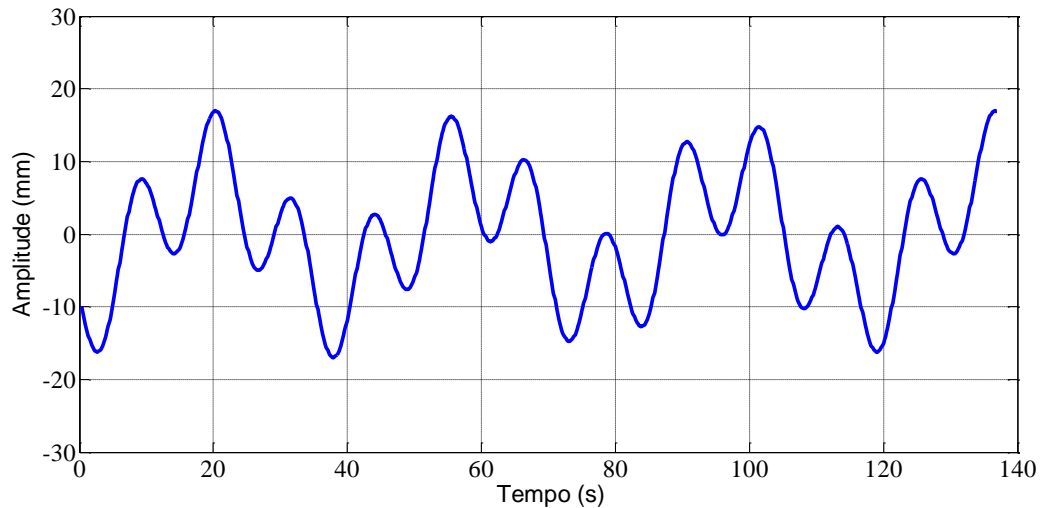


Figura 33. Perfil teórico - seno duplo direito

Com a finalização da etapa de criação dos novos perfis de pista teóricos, utilizou-se da mesma metodologia adotada para análise de fadiga da seção anterior e foram traçados os Diagramas S-N com base nos perfis de pista representados por um seno duplo.

Na Figura (34) é apresentado o Diagrama SN do braço inferior para o perfil experimental e teórico direitos, na qual é considerado o seno duplo.

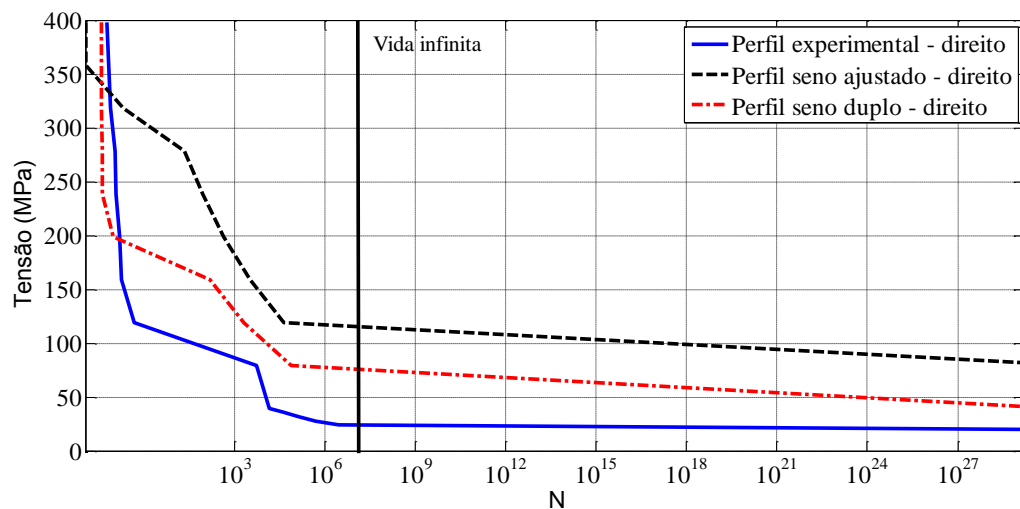


Figura 34. Diagrama S-N da bandeja inferior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado direito

Ainda para a bandeja inferior, foi traçado o Diagrama S-N para os perfis experimental e teóricos, incluindo o perfil criado a partir do seno duplo, como é mostrado na Fig.(35).

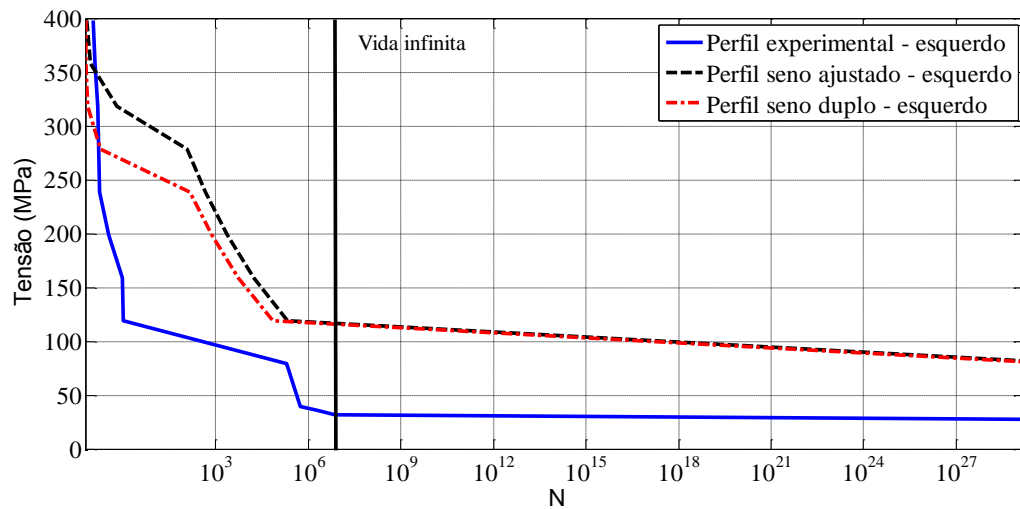


Figura 35. Diagrama S-N da bandeja inferior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado esquerdo

A Figura (36), apresentada a seguir, mostra o Diagrama S-N da bandeja superior para os perfis referentes ao lado direito.

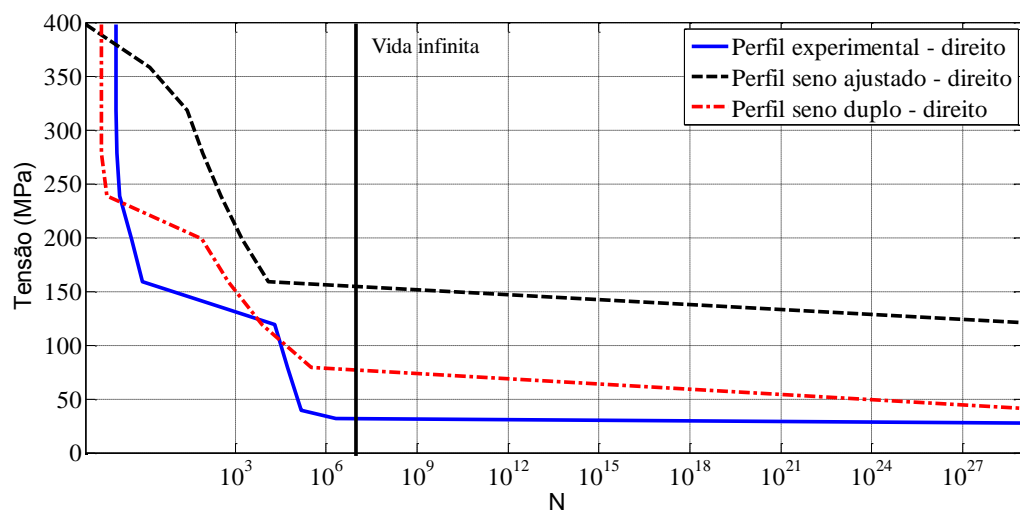


Figura 36. Diagrama S-N da bandeja superior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado direito

Para representar o lado esquerdo da bandeja superior foi produzido o Diagrama S-N que pode ser visto na Fig. (37).

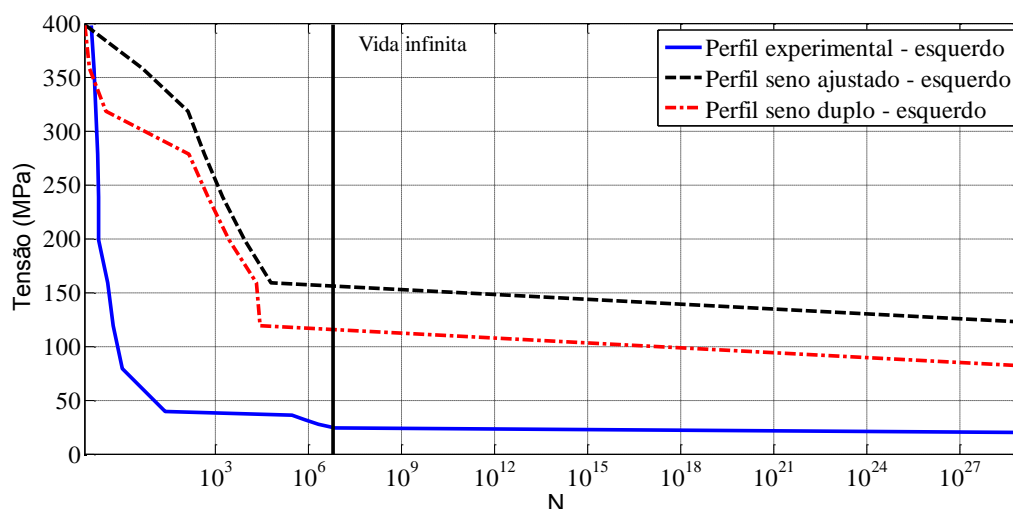


Figura 37. Diagrama S-N da bandeja superior para os perfis de pista experimental, teórico seno simples e teórico seno duplo do lado esquerdo

A partir das Fig. (34) a (37), pode-se concluir que de maneira geral houve evolução no que tange a aproximação das curvas teóricas e experimental devido a utilização do seno duplo para representação do perfil de pista.

Na Fig. (35), ao contrário dos outros Diagramas S-N, pode-se observar que apesar da utilização do seno duplo para criação do perfil de pista, os resultados entre a curva referente ao perfil teórico utilizando o seno simples e o seno duplo não apresentam grandes diferenças para vida infinita em fadiga. Este fato é crucial para o andamento deste trabalho, pois percebe-se a partir desta análise que a utilização do seno duplo não garante uma resposta linear do sistema, isto é, ao adicionar uma nova parcela à função senoidal, a resposta em fadiga da bandeja, traduzida na curva S-N, não necessariamente se aproxima da curva experimental.

Conclui-se, então, que a resposta do sistema não reage de maneira direta, isto é, aumentar ou diminuir parâmetros das funções, que representam o perfil de pista sem uma ferramenta que possibilite a visualização de seus efeitos na resposta do sistema não é suficiente para criação de um perfil de pista teórico que satisfaça os requisitos deste trabalho.

Portanto, percebe-se que de maneira geral houve progresso, apesar de ainda não ser um resultado considerado satisfatório. Neste cenário, a próxima seção trata de uma ferramenta que possibilita a visualização e melhor entendimento dos efeitos característicos do perfil de pista. E a partir disso, tenta-se criar um perfil de pista que seja compatível com as expectativas deste trabalho.

## CAPÍTULO 5

# EMPREGO DO DOE COMO FERRAMENTA PARA MODELAGEM DE PERFIS DE PISTA

A partir dos resultados obtidos nos Diagramas S-N apresentados nas Fig. (34) a (37), percebeu-se a necessidade de se investigar a relação entre os perfis de pista, avaliados a partir dos parâmetros  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $w_1$  e  $w_2$  da Eq.(19), o IRI, e a tensão a  $10^3$  ciclos dos diagramas. Para tanto, este capítulo trata da utilização do planejamento de experimentos (DOE – *Design of experiments*) como ferramenta para modelagem do problema, cujos resultados serão dados através do diagrama de Pareto e Superfície de Resposta (RSM – *Response Surface Method*).

(Montgomery,2001) define o experimento como “*Teste ou série de testes, na qual mudanças propositais são realizadas nas variáveis de entrada de um processo ou sistema, de modo que possa ser observado e identificado as mudanças causadas nas respostas do sistema*”.

Neste contexto, o DOE é uma ferramenta que auxilia no planejamento e condução/realização de experimentos. Um exemplo simples do que pode ser um sistema é apresentado na Fig. (38), em que se tem uma entrada, em seguida ocorre um processo e há uma resposta ou saída.

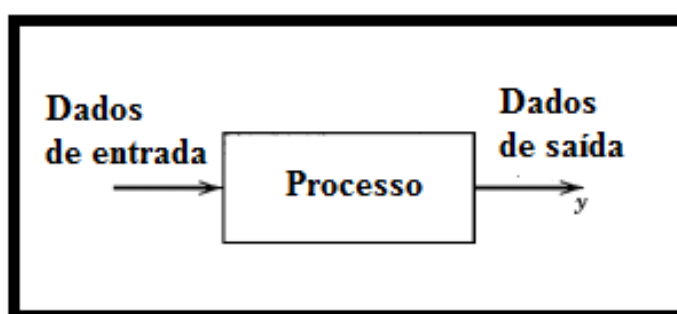


Figura 38. Exemplo de sistema. Adaptado de (Montgomery,2001)

Exemplos da aplicação dessa ferramenta podem ser observadas no trabalho de (Colombari,2004), que utilizou o DOE em um processo de solda por projeção, no qual é ressaltada a importância de se poder analisar diversos parâmetros do processo, simultaneamente. Outro exemplo da utilização do DOE, é o estudo de (Vieira,2011), que

examina como os parâmetros de uma suspensão (rigidez das molas, coeficiente de amortecimento) afetam a aceleração no habitáculo do veículo.

Neste trabalho, utiliza-se, ainda, a técnica da análise fatorial, que de acordo com (Montgomery, 2001) é adequada, quando se tem muitos fatores a serem analisados simultaneamente em função das respostas do sistema.

(Montgomery, 2001) sugere que a aplicação do planejamento de experimentos seja efetuada em sete etapas que podem ser vistas a seguir:

1. Reconhecimento do problema (Etapa 1);
2. Seleção dos fatores, níveis e intervalos (Etapa 2);
3. Seleção das variáveis de resposta (Etapa 3);
4. Escolha do método de análise (Etapa 4);
5. Realização do experimento (Etapa 5);
6. Análise estatística dos dados (Etapa 6);
7. Conclusões (Etapa 7);

A sequência de passos acima é utilizada como referência para as análises que serão mostradas nesse trabalho. Sendo assim, a etapa correspondente ao *Reconhecimento do problema* (Etapa 1) diz respeito à modelagem de um experimento que relacione os perfis de pista adquiridos a partir do seno duplo da Eq. (19), o IRI cuja metodologia de cálculo é apresentada na seção 4.4 e o nível de tensão a  $10^3$  ciclos, a fim de aproximar as curvas teórica e experimental dos Diagramas S-N.

A aplicação do DOE foi realizada no software Statgraphics®, que possui todas as ferramentas necessárias para realização deste trabalho.

## **5.1 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA (Etapa 2 e Etapa 3)**

Esta seção trata, de acordo com (Montgomery, 2001), das etapas de seleção dos fatores, níveis e intervalos. Além disso, são selecionadas também as respostas do sistema.

(Barros et al, 2001) defendem a ideia de que os fatores a serem escolhidos para análise sejam aqueles que possam ser alterados pelo experimentador. Isto porque, existem fatores que possuem influência nas respostas do sistema, mas que não podem ser controlados.

Na Fig. (39) é apresentado um fluxograma que representa a identificação dos dados de entrada e respostas do sistema. Como entrada do planejamento de experimentos foram definidos os parâmetros da Eq.(19), ou seja, as amplitudes e frequências dos perfis de pista. Como resposta da modelagem, selecionou-se o IRI e o nível de tensão a  $10^3$  ciclos por representar o limite para a fadiga de baixo ciclo das análises. Além disso, a partir da análise dos Diagramas S-N das Fig.( 34) a (37), nota-se que se o nível de tensão da curva teórica almejada for próximo ao da curva experimental neste ponto (  $10^3$  ciclos), consegue-se a aproximação das curvas.

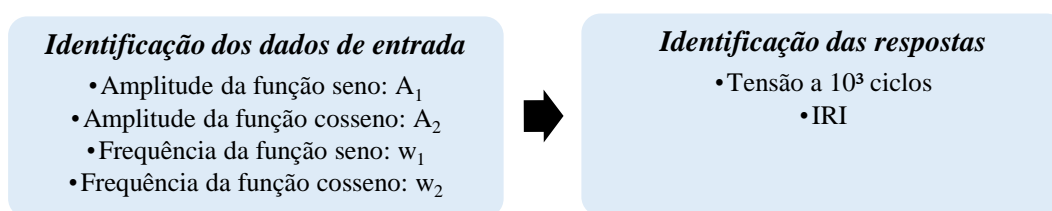


Figura 39. Identificação dos parâmetros do planejamento de experimentos

Para compreensão do modo como os intervalos de variação dos parâmetros foi selecionado, é preciso saber que os resultados mostrados na seção 5.3 não são fruto da primeira configuração de DOE utilizada neste trabalho. Na realidade foram realizadas 3 análises anteriores. Portanto, a partir da otimização dessas análises chegou-se ao planejamento mostrado neste trabalho.

Neste contexto, para os parâmetros  $A_1$  e  $A_2$  avaliou-se a magnitude da amplitude dos perfis de pista experimentais, extraídos do Carsim®, mostrados na Fig. (19), na qual notou-se que o perfil de pista referente ao lado esquerdo apresenta uma amplitude máxima de 60 mm. Sendo assim, determinou-se que os valores de  $A_1$  e  $A_2$  são avaliados no intervalo (0 a 60) mm a partir de seu ponto médio e extremos, isto é,  $A_1$  e  $A_2$  assumem os valores de 0 mm, 30 mm e 60 mm.

Para determinação da frequência, em um primeiro momento selecionou-se o intervalo de (0 a 5) rad/s. Isto porque este intervalo, se aproximava do valor de  $w_1$  encontrado para a Eq. (21) que é o maior valor de frequência considerado no estudo. No entanto, verificou-se neste planejamento de experimentos inicial que estes intervalos geravam muitos valores de IRI elevados (até 36 m/km), que se afastavam bastante dos valores de IRI encontrado para os perfis experimentais (em torno de 6 m/km). Desta forma, realizou-se um segundo planejamento de experimentos na qual o intervalo de avaliação da frequência passou a ser de (0 a 4) rad/s e mais



uma vez foi constatado valores de IRI continuavam bastante elevados. Seguindo esta metodologia definiu-se por fim que o intervalo de avaliação das frequências  $w_1$  e  $w_2$  é de (0 a 0,2) rad/s que são avaliados a partir de seu ponto médio e extremos.

Na seção 5.3 é apresentado o gráfico de Pareto para o IRI, em que é mostrado que o parâmetro mais significativo para este resultado são as frequências. Desta forma, sabendo destes resultados das análises de DOE realizadas, anteriormente, foi possível otimizar o intervalo de análise das frequências (que é mais significativa para o IRI) para se chegar no planejamento de experimento final, cujos resultados são apresentados neste trabalho.

## 5.2 MÉTODO DE ANÁLISE: PLANEJAMENTO FATORIAL (Etapa 4)

Sabe-se, a partir da definição de experimento dada por (Montgomery,2001), que a essência do experimento consiste na variação dos parâmetros de entrada do sistema e verificação dos efeitos causados nas respostas. Então, o planejamento fatorial é um método adequado para este trabalho, que visa à variação de parâmetros de forma simultânea.

Utilizou-se então o planejamento fatorial  $3^4$ , isto é, três níveis fatoriais que variam em quatro parâmetros, ilustrados na Fig. (39). Com esta configuração, o experimento possui 81 análises e 66 GDL. Chama-se atenção ao fato que cada combinação representa um perfil de pista, ou seja, são criados e analisados 81 perfis de pista, para os quais, foi calculado o IRI de acordo com a metodologia explicada na seção 4.4 e o nível de tensão a  $10^3$  ciclos.

A partir da combinação dos parâmetros de entrada, foram gerados perfis de pista cujas funções são nulas, isto é, de acordo com a Eq. (19) pelo menos um parâmetro do primeiro componente ( $A_1$  ou  $w_1$ ) é igual a zero, ao mesmo tempo que ao menos um fator do segundo componente ( $A_2$  ou  $w_2$ ) também é zero. Do ponto de vista do modelo de resposta um perfil de pista nulo é um resultado válido, afinal ele causa uma variação no sistema levando-o a zero. No entanto, para análise de fadiga, um perfil de pista nulo não pode ser aceito, pois fisicamente este perfil de pista descaracteriza o efeito da fadiga, uma vez que não há repetição da carga.

Neste sentido, como o presente trabalho utiliza-se da conexão entre o modelo de resposta e o modelo numérico para fadiga esses perfis de pista nulos não podem ser utilizados, pois não há significado físico no problema em questão. Portanto, é preciso eliminar estes dados da matriz de planejamento para não gerar uma incoerência entre os modelos adotados.

A realização do experimento corresponde a Etapa 5 na qual são construídas as matrizes de planejamento para a bandeja inferior e para a bandeja superior da suspensão, apresentadas a seguir na Tab.(6) e (7).

Tabela 6. Matriz de planejamento construída para a bandeja inferior

<b>A1 (cm)</b>	<b>A2 (cm)</b>	<b>w1 (rad/s)</b>	<b>w2 (rad/s)</b>	<b>Tensão 10<sup>3</sup> ciclos (MPa)</b>	<b>IRI (m/km)</b>
3	0	0,1	0	67,7	1,88
6	0	0,1	0	31,8	3,36
3	3	0,1	0	67,7	1,88
6	3	0,1	0	31,8	3,36
3	6	0,1	0	67,7	1,88
6	6	0,1	0	31,8	3,36
3	0	0,2	0	59,7	10,33
6	0	0,2	0	33,84	20,67
3	3	0,2	0	59,7	10,33
6	3	0,2	0	33,84	20,67
3	6	0,2	0	59,7	10,33
6	6	0,2	0	33,84	20,67
0	3	0	0,1	67,7	1,75
3	3	0	0,1	67,7	1,75
6	3	0	0,1	67,7	1,75
0	6	0	0,1	35,83	3,52
3	6	0	0,1	35,83	3,52
6	6	0	0,1	35,83	3,52
3	0	0,1	0,1	67,7	1,88
6	0	0,1	0,1	31,8	3,36
0	3	0,1	0,1	67,7	1,75
3	3	0,1	0,1	48,12	2,44
6	3	0,1	0,1	32,08	3,82
0	6	0,1	0,1	35,83	3,52
3	6	0,1	0,1	35,83	3,89
6	6	0,1	0,1	24,03	4,87
3	0	0,2	0,1	59,7	10,33
6	0	0,2	0,1	33,84	20,67
0	3	0,2	0,1	67,7	1,75
3	3	0,2	0,1	36,09	10,31
6	3	0,2	0,1	26,87	20,61
0	6	0,2	0,1	35,83	3,52
3	6	0,2	0,1	26,867	10,49

6	6	0,2	0,1	20,05	20,63
0	3	0	0,2	60,15	10,16
3	3	0	0,2	60,15	10,16
6	3	0	0,2	60,15	10,16
0	6	0	0,2	32,08	20,31
3	6	0	0,2	32,08	20,31
6	6	0	0,2	32,08	20,31
<b>Continuação Tab.(6)</b>					
3	0	0,1	0,2	67,7	1,88
6	0	0,1	0,2	31,8	3,36
0	3	0,1	0,2	60,15	10,16
3	3	0,1	0,2	40,1	10,17
6	3	0,1	0,2	32,08	10,35
0	6	0,1	0,2	32,08	20,32
3	6	0,1	0,2	28,07	20,27
6	6	0,1	0,2	20,05	20,33
3	0	0,2	0,2	59,7	10,33
6	0	0,2	0,2	33,84	20,67
0	3	0,2	0,2	60,15	10,16
3	3	0,2	0,2	40,1	14,54
6	3	0,2	0,2	28,07	23,04
0	6	0,2	0,2	32,08	20,32
3	6	0,2	0,2	32,08	22,87
6	6	0,2	0,2	20,05	29,08

Tabela 7. Construção da matriz de planejamento para bandeja superior

<b>A1 (cm)</b>	<b>A2 (cm)</b>	<b>W1 (rad/s)</b>	<b>W2 (rad/s)</b>	<b>Tensão 10<sup>3</sup> ciclos (MPa)</b>	<b>IRI (m/km)</b>
3	0	0,1	0	79,63	1,88
6	0	0,1	0	39,8	3,36
3	3	0,1	0	79,63	1,88
6	3	0,1	0	39,8	3,36
3	6	0,1	0	79,63	1,88
6	6	0,1	0	39,8	3,36
3	0	0,2	0	71,66	10,33
6	0	0,2	0	38,62	20,67
3	3	0,2	0	71,66	10,33
6	3	0,2	0	38,62	20,67
3	6	0,2	0	71,66	10,33
6	6	0,2	0	38,62	20,67
0	3	0	0,1	79,63	1,75
3	3	0	0,1	79,63	1,75

6	3	0	0,1	79,63	1,75
0	6	0	0,1	39,8	3,52
3	6	0	0,1	39,8	3,52
6	6	0	0,1	39,8	3,52
3	0	0,1	0,1	79,63	1,88
6	0	0,1	0,1	38,91	3,36
0	3	0,1	0,1	79,63	1,75
<b>Continuação Tab.(7)</b>					
3	3	0,1	0,1	59,72	2,44
6	3	0,1	0,1	35,83	3,82
0	6	0,1	0,1	39,8	3,52
3	6	0,1	0,1	35,83	3,89
6	6	0,1	0,1	27,86	4,87
3	0	0,2	0,1	71,66	10,33
6	0	0,2	0,1	38,62	20,67
0	3	0,2	0,1	79,63	1,75
3	3	0,2	0,1	23,88	10,31
6	3	0,2	0,1	23,88	20,61
0	6	0,2	0,1	39,8	3,52
3	6	0,2	0,1	29,86	10,49
6	6	0,2	0,1	23,88	20,63
0	3	0	0,2	71,7	10,16
3	3	0	0,2	71,7	10,16
6	3	0	0,2	71,7	10,16
0	6	0	0,2	39,01	20,31
3	6	0	0,2	39,01	20,31
6	6	0	0,2	39,01	20,31
3	0	0,1	0,2	79,63	1,88
6	0	0,1	0,2	39,8	3,36
0	3	0,1	0,2	75,64	10,16
3	3	0,1	0,2	47,77	10,17
6	3	0,1	0,2	37,82	10,35
0	6	0,1	0,2	37,82	20,32
3	6	0,1	0,2	31,85	20,27
6	6	0,1	0,2	23,89	20,33
3	0	0,2	0,2	71,66	10,33
6	0	0,2	0,2	38,62	20,67
0	3	0,2	0,2	75,64	10,16
3	3	0,2	0,2	47,77	14,54
6	3	0,2	0,2	35,03	23,04
0	6	0,2	0,2	37,82	20,32
3	6	0,2	0,2	31,85	22,87

6	6	0,2	0,2	27,07	29,08
---	---	-----	-----	-------	-------

### 5.3 ANÁLISE ESTATÍSTICA DO EXPERIMENTO (Etapa 6 e 7)

A seguir são apresentados os resultados provenientes da aplicação do DOE para as bandejas inferior e superior da suspensão mostrada na seção 2.1. Os resultados são apresentados da seguinte forma: primeiramente as análises para a tensão e posteriormente para o IRI.

#### 5.3.1 Gráfico de Pareto

Com o intuito de se verificar como as variáveis de entrada influenciam os resultados, foi desenvolvido o gráfico de Pareto padronizado com o uso do software Statgraphics®, que mostra em ordem hierárquica a significância dos parâmetros relativamente à tensão a  $10^3$  ciclos.

Para realização da análise fatorial, variou-se os parâmetros de entrada do sistema a partir de um ponto médio para as extremidades dos intervalos determinados na seção 5.1. Então (Barrentine,1938) define que o efeito de um parâmetro de entrada genérico, cuja utilização é ilustrativa, nomeado por A, é adquirido a partir da Eq. (22).

$$E(A) = \bar{Y}_{A+} - \bar{Y}_{A-} \quad (22)$$

Em que  $\bar{Y}_{A+}$  representa a resposta média dos valores para os quais A foi aumentado, enquanto que  $\bar{Y}_{A-}$  é a média das respostas para as quais o valor de A foi diminuído. Com isso, pode-se calcular o efeito de todos os parâmetros de entrada do sistema, no entanto, ainda não se consegue determinar quais são significativos para o processo. Para tanto é preciso calcular o número de graus de liberdade (G.L.) do experimento, como mostra a Eq.(23).

$$G.L. = (\text{Número de observações por simulação} - 1) \times (\text{Número de simulações}) \quad (23)$$

O G.L. do experimento é importante para determinação do valor de  $t$  na tabela *t-student* que também leva em consideração o intervalo de confiança do experimento, que para este trabalho é de 95%.

(Barrentine,1938) defende que a função de distribuição de probabilidade dos efeitos, calculados pela Eq.(22), segue uma distribuição normal em que a partir do valor de  $t$  pode-se calcular, então, os limites de controle da distribuição dos efeitos, ou seja, sua significância, que é chamado por (Barrentine,1938) de limite de decisão (DL) que é definido como a relação entre o desvio padrão dos efeitos ( $S_{eff}$ ) e  $t$ , como pode ser observado na Eq.(24).

$$DL = \pm (t)(S_{eff}) \quad (24)$$

Com a definição do DL, é estabelecido uma referência para decisão da significância dos efeitos dos parâmetros do experimento. Desta forma, se o valor de  $E$  para um efeito qualquer na Eq.(22) for maior que o valor absoluto de DL, o parâmetro analisado é considerado significativo para aquele sistema.

Os gráficos de Pareto apresentados neste trabalho têm seus efeitos padronizados em 2, isto é, a partir da Eq.(24) seu DL equivale a 2, portanto efeitos inferiores a este valor de DL não são significativos para o experimento e são descartados dos gráficos de Pareto.

Os parâmetros de entrada do experimento são renomeados para representação no gráfico de Pareto, de modo que a nomenclatura apresentada no gráfico é a seguinte:

- A:  $A_1$
- B:  $A_2$
- C:  $w_1$
- D:  $w_2$

Neste sentido, é avaliado ainda o efeito da combinação entre os efeitos, ou seja, dois parâmetros são variados simultaneamente, um exemplo é a análise do efeito da combinação dos parâmetros  $A_1$  e  $w_1$ , que nos gráficos de Pareto será representado por AC.

Nos gráficos de Pareto apresentados neste estudo as células apresentadas na coloração cinza representam o efeito que se tem ao aumentar uma variável. De maneira inversa, as células apresentadas em azul referem-se ao efeito da diminuição do valor daquela variável.

Na Figura (40) é apresentado o gráfico de Pareto para a bandeja inferior, cuja resposta analisada é a tensão a  $10^3$  ciclos.

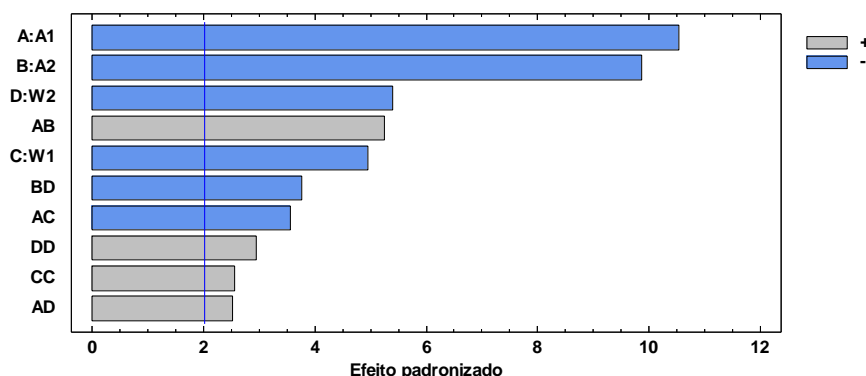


Figura 40. Gráfico de Pareto padronizado para o nível de tensão a  $10^3$  ciclos - bandeja inferior

A partir da Figura (40) pode ser percebido que os efeitos mais significativos são a diminuição das amplitudes  $A_1$  e  $A_2$  e, em seguida, a diminuição das frequências  $w_1$  e  $w_2$ , assim como o aumento simultâneo das amplitudes representado por AB. Além disso, percebe-se que a combinação de fatores BC, AA, BB, CD não são significativos de acordo com esta análise.

A Figura (41) apresentada a seguir é o gráfico de Pareto feito também para a bandeja inferior, cabe ressaltar, no entanto, que a resposta do sistema analisada é o IRI.

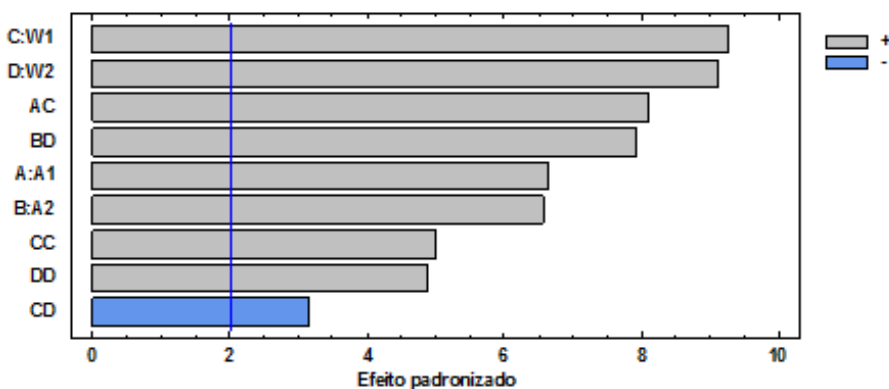


Figura 41. Gráfico de Pareto padronizado para o IRI - bandeja inferior

Na Figura (41) percebe-se que o aumento das frequências  $w_1$  e  $w_2$  são os efeitos mais significativos para o IRI, seguido pela combinação entre amplitude e frequência (AC e BD) e, então, o aumento das amplitudes.

Neste ponto, a partir das Fig.(40) e (41) já se percebe um comportamento fundamental para este trabalho que é o fato de que para análise da tensão os parâmetros mais influentes são

as amplitudes. Em contrapartida para análise do IRI as variáveis mais significativas são as frequências, o que tornava difícil a correlação desses parâmetros sem a aplicação do DOE.

A seguir são apresentados os gráficos de Pareto para a bandeja superior. Desta forma, a Fig.(42) é o gráfico de Pareto para análise da tensão a  $10^3$  ciclos.

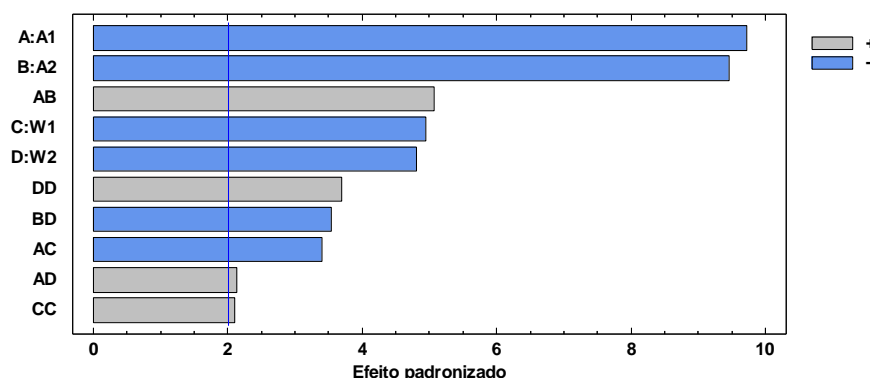


Figura 42. Gráfico de Pareto padronizado para o nível de tensão a  $10^3$  ciclos - bandeja superior

A partir da análise da Fig.(42) percebe-se que de modo análogo ao que ocorre para a bandeja inferior, na bandeja superior os efeitos mais significativos para tensão a  $10^3$  ciclos são a diminuição das amplitudes.

Na Figura (43) é apresentado o gráfico de Pareto para a bandeja superior, cuja resposta é o IRI. Verifica-se que a frequência é mais significante que a amplitude.

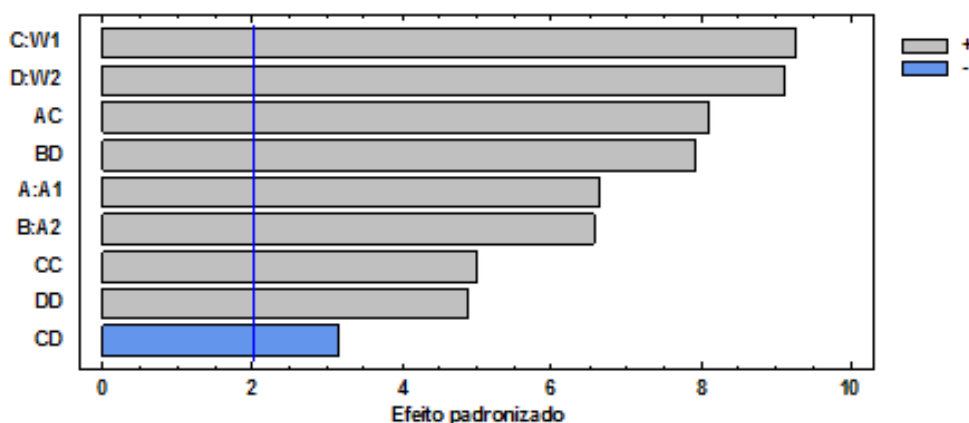


Figura 43. Gráfico de Pareto padronizado para o IRI - bandeja superior

Os gráficos de Pareto apresentados nas Fig.(42) e (43) mostram efeitos semelhantes para a bandeja superior ao que acontece na bandeja inferior. Desta forma, é caracterizado um padrão de comportamento dos parâmetros de entrada do experimento em função de suas respostas.



### 5.3.2 Resultados referentes à estratégia de variação de um fator por vez

A estratégia de variar um parâmetro por vez consiste, segundo (Montgomery,2001), em variar somente um parâmetro de entrada do experimento e manter constante todos os outros, o que permite visualização do comportamento daquele fator em função de sua resposta.

De acordo com (Montgomery,2001), uma falha desta técnica é que não se consegue visualizar a interação (correlação) entre os parâmetros. No entanto, ela é útil para visualização dos efeitos principais de cada parâmetro, assim como seu intervalo de abrangência para as respostas.

A Figura (44) compila os resultados dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para a tensão a  $10^3$  ciclos na bandeja inferior. Nota-se, a partir de sua análise, que para a tensão as amplitudes ( $A_1$  e  $A_2$ ) possuem uma abrangência muito maior, se comparado com as frequências ( $w_1$  e  $w_2$ ). O alcance limite das tensões está em torno de 45 MPa (limite inferior da curva das frequências), ou seja, se o intuito do experimentalista é analisar a bandeja inferior da suspensão em níveis de tensão inferiores a 45 MPa, a variação isolada das frequências não é suficiente para alcançar este resultado, o que corrobora com os resultados apresentado nos gráficos de Pareto das Fig. (40) e (42), em que as amplitudes são muito mais significativas que as frequências.

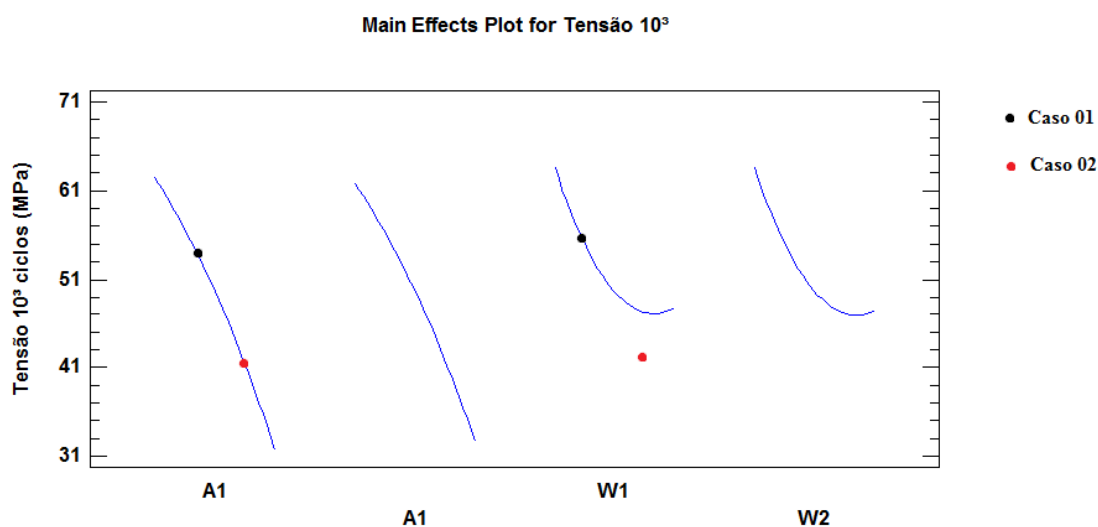


Figura 44. Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para tensão a  $10^3$  ciclos - bandeja inferior

Para exemplificar como a variação de um parâmetro isolado do perfil de pista influencia na análise de fadiga para tensão a  $10^3$  ciclos, criou-se dois casos. O primeiro, está representado por um ponto preto na Fig. (44), em que o experimentalista precisa atingir uma tensão de 54 MPa, para tanto, ele pode variar a amplitude  $A_1$  ou a frequência  $W_1$ , que o resultado pode ser atingido. No segundo caso, precisa-se atingir uma tensão de 40 MPa, representado pelo ponto em vermelho na Fig. (44). Então, para atingir este nível de tensão, pode-se diminuir  $A_1$  até que se cumpra o objetivo proposto, no entanto se o experimentalista optar por diminuir a frequência  $w_1$  ele não alcançará seu objetivo, porque a abrangência da frequência não alcança níveis de tensão inferiores a 45 MPa.

A seguir é apresentado a Fig. (45), referente à análise da bandeja inferior para o IRI. É constatado, a partir de sua análise, que de maneira oposta ao que ocorre para a tensão, a análise para o IRI apresenta intervalo de abrangência para as amplitudes de até 6 m/km (limite superior das curvas) e que para valores superiores a este é preciso atuar nas frequências, que apesar de não apresentarem um comportamento linear é capaz de fornecer valores de IRI maiores que 6 m/km. Esta análise corrobora com os gráficos de Pareto apresentados nas Fig.(41) e (43) em que a frequência é mais significativa que a amplitude.

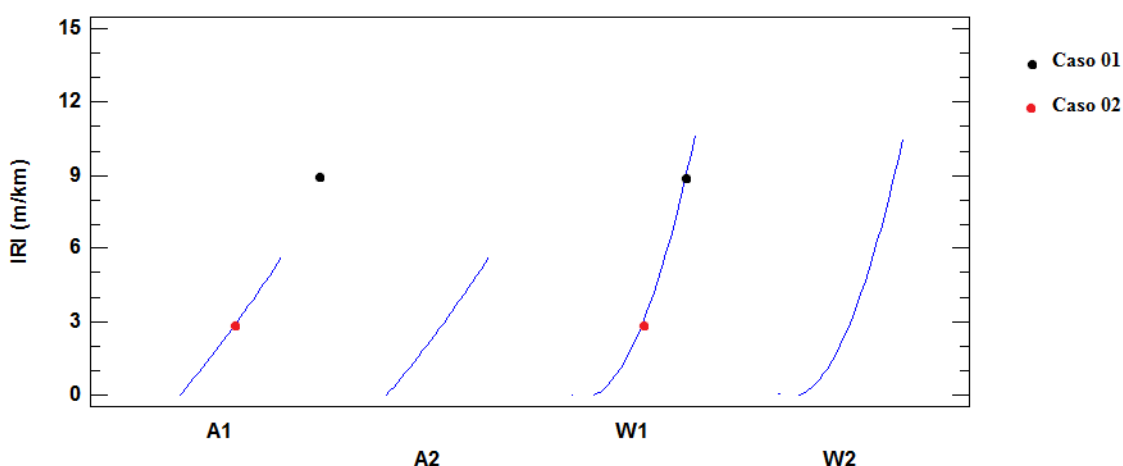


Figura 45. Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para o IRI - bandeja inferior

Na Figura (45) criou-se um exemplo semelhante ao criado para Fig.(44), em que existem dois casos, desejados pelo experimentalista. No primeiro, representado por um ponto preto, objetiva-se atingir um IRI de 9 m/km, para tanto pode-se aumentar o valor de  $A_1$ , no entanto,

por mais que este valor seja aumentado, a partir de 6 m/km, o resultado não irá convergir para o esperado, em contrapartida ao aumentar a frequência  $w_1$  se consegue alcançar 9m/km. No segundo caso, almeja-se um IRI equivalente a 3m/km e para isso pode-se aumentar a amplitude ou a frequência que o resultado será atingido.

A partir da inclinação das curvas apresentadas nas Fig.(44) e (45), nota-se que para a tensão a  $10^3$  ciclos, ao diminuir as amplitudes, ocorre o aumento do nível de tensão. De maneira oposta acontece para o IRI, em que o aumento dos valores das amplitudes e frequências acarreta no aumento do índice de rugosidade.

Os resultados para a bandeja superior são apresentados a seguir nas Fig. (46) para a tensão a  $10^3$  ciclos. Percebe-se, no entanto, que o comportamento das curvas é semelhante ao comportamento da bandeja inferior, como é esperado.

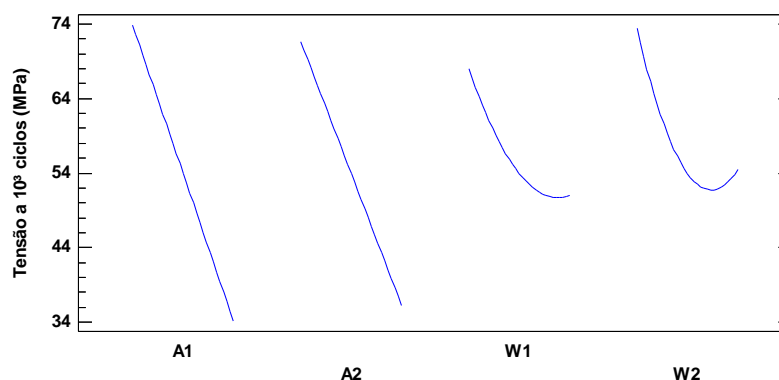


Figura 46. Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para tensão a  $10^3$  ciclos - bandeja superior

A Figura (47) mostra o resultado da bandeja superior para o IRI, em que o comportamento das curvas mais uma vez se assemelha ao apresentado para a bandeja inferior.

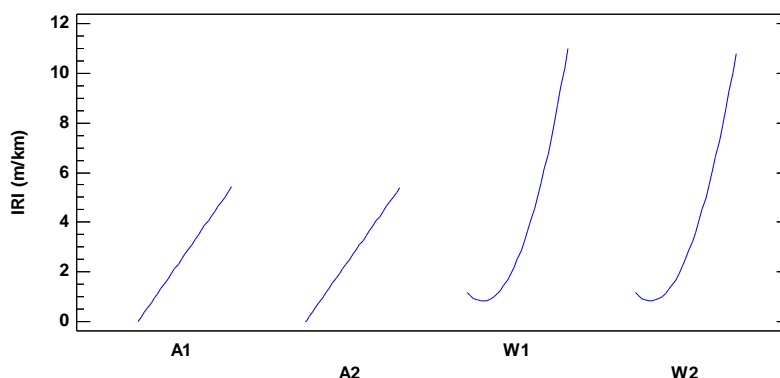


Figura 47. Gráfico dos efeitos principais dos parâmetros de entrada para o IRI - bandeja superior

Percebe-se a partir das Fig.(44) a (47) uma correlação muito forte entre os resultados apresentados aqui com os gráficos de Pareto. E como grande vantagem desta análise cita-se a percepção que ao variar isoladamente os parâmetros de entrada do sistema é impossível se alcançar alguns resultados, o que explica o porquê que sem a aplicação do DOE é difícil a criação de um perfil de pista teórico cuja curva S-N seja semelhante a curva experimental.

### 5.3.3 Aplicação do método da superfície de resposta

(Montgomery, 2001) define o método da superfície de resposta (RSM) como: “*Coleção de técnicas matemáticas e estatísticas que são úteis na modelagem e análise de problemas em que uma resposta de interesse é influenciada por muitas variáveis*”.

Para construção do gráfico da superfície de resposta é preciso aproximar os dados para uma função. Para tanto (Montgomery, 2001) cita que o método de mínimos quadrados é, frequentemente, utilizado para encontrar os parâmetros das funções polinomiais que dão origem à superfície de resposta.

O principal objetivo da aplicação do RSM é a otimização das respostas do modelo. Isto acontece, através da identificação de pontos ótimos nas curvas para a resposta e, então, a correlação desse ponto com os parâmetros de entrada do sistema.

Este trabalho, por exemplo, busca valores de tensão a  $10^3$  ciclos para uma curva S-N teórica, correspondente ao nível de tensão de  $10^3$  ciclos de uma curva S-N construída a partir de um perfil de pista experimental. Assim descobre-se quais os valores de  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $W_1$  e  $W_2$  que geram um perfil de pista capaz de fornecer este nível de tensão no ponto e, por consequência, levar à aproximação das curvas.

O resultado obtido, a partir da aplicação do RSM, o qual corresponde à tensão de  $10^3$  ciclos para a bandeja inferior, apresenta-se na Fig. (48). Com este gráfico, pode-se correlacionar os valores de  $A_1$  e  $A_2$  com o nível de tensão em  $10^3$  ciclos, para  $w_1$  e  $w_2$  equivalentes a 0.1 rad/s. Esses valores de frequência foram selecionados por ser o ponto médio do intervalo definido na seção 5.1.

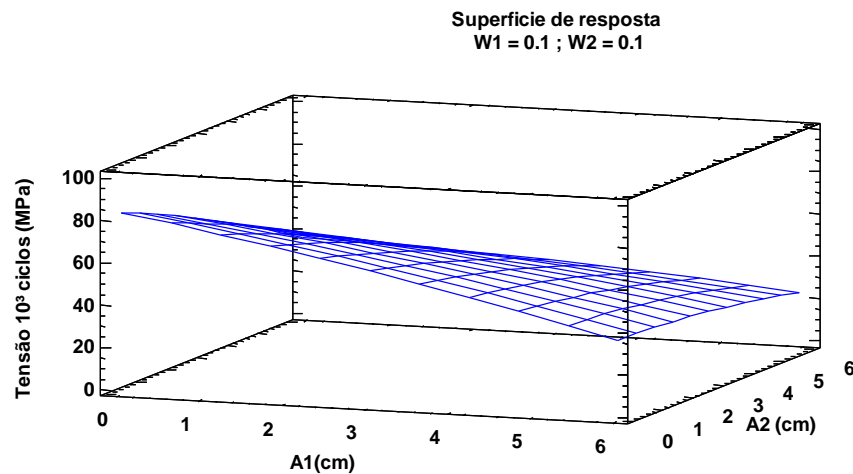


Figura 48. Superfície de resposta para tensão a  $10^3$  ciclos - bandeja inferior

Na Fig.(49) é apresentado a superfície de resposta para a bandeja inferior com o IRI como resposta.

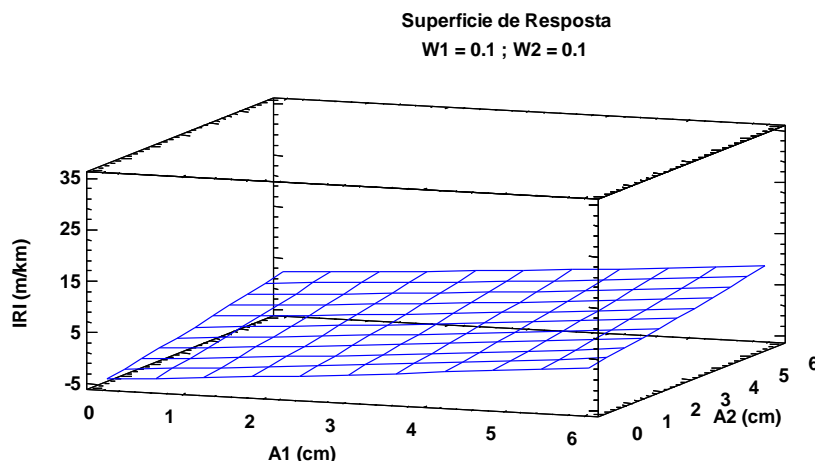


Figura 49. Superfície de resposta para o IRI - bandeja inferior

Através da comparação entre as Fig.(48) e (49) nota-se novamente um comportamento recorrente nas análises realizadas na seção 5.3.2 , que é o fato de que, conforme as amplitudes são aumentadas para análise de tensão a  $10^3$  ciclos o nível de tensão diminui, de modo que a curva é de maneira geral decrescente. O contrário ocorre com a curva do IRI, em que o aumento de seu valor aumenta juntamente com o aumento das amplitudes.

O software, para completar a superfície de resposta, faz uma extrapolação dos valores, de modo que são apresentados valores negativos de IRI. No entanto, como pode ser visto nas Tab.(6) e (7) em nenhum momento o IRI assume valores negativos nas análises realizadas. Além disso nas Fig.(45) e (47) pode ser notado que as curvas sequer alcançam o valor de zero para o IRI.

Para investigar o porque do surgimento de valores negativos para o IRI, foram realizados alguns testes no software, e percebeu-se que, quando se têm muitos valores próximos de zero o software faz esta extrapolação a fim de completar a curva de resposta. Sendo assim, deve-se ficar atento a este fato nas análises do modelo de resposta para que esses valores sejam desconsiderados para escolha do perfil de pista.

Foi construído para a bandeja superior as superfícies de resposta para a tensão a  $10^3$  ciclos e para o IRI, como é mostrado nas Fig. (50) e (51), respectivamente. Percebeu-se que o

comportamento das curvas da bandeja superior é semelhante ao apresentado para a bandeja inferior de modo que as conclusões são equivalentes.

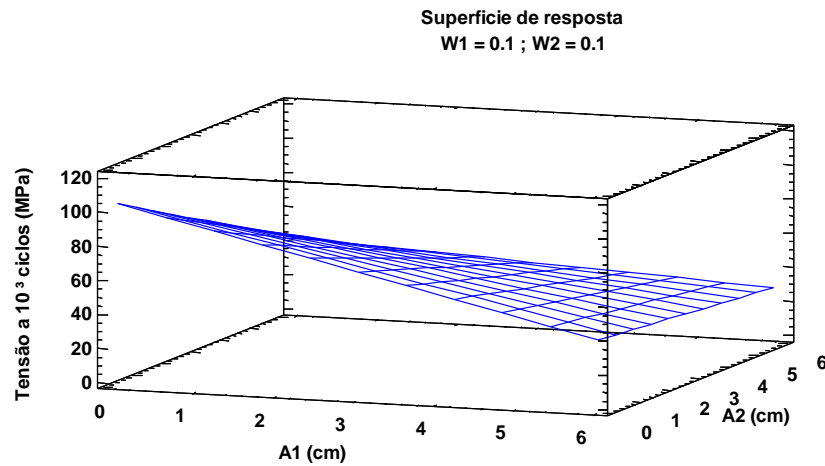


Figura 50. Superfície de resposta para tensão a  $10^3$  ciclos - bandeja superior

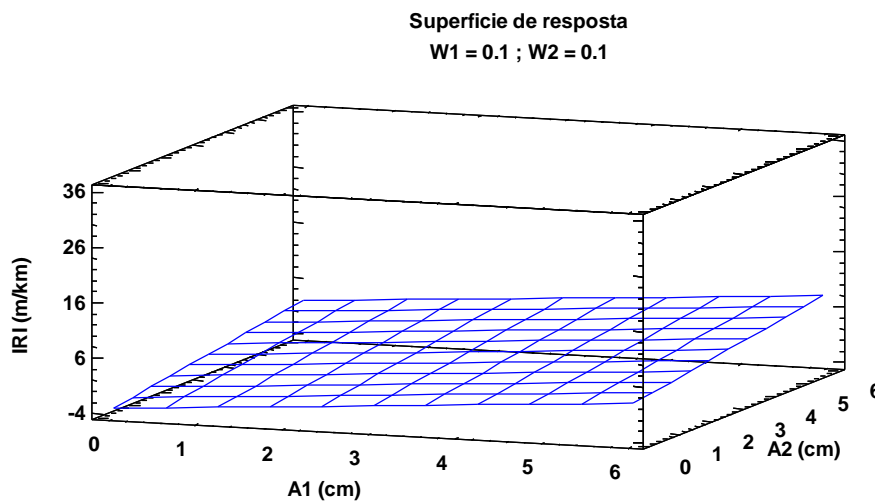


Figura 51. Superfície de resposta para o IRI- bandeja superior

### 5.3.4 Gráficos de contorno

Os gráficos de contorno são uma alternativa para melhor visualização das informações contidas nas superfícies de resposta. Entretanto, o fator mais importante desses gráficos, neste

trabalho, é que eles foram elaborados a partir da superposição dos resultados para a tensão a  $10^3$  ciclos com o IRI.

Nos gráficos apresentados a seguir, que correlacionam a tensão a  $10^3$  ciclos (curva em azul) e o IRI (curva em vermelho). Chama-se atenção ao fato de que o valor das curvas é mostrado com um número sobre ela, ao passo que nos eixos é indicado o valor para os parâmetros  $A_1$  e  $A_2$ . É importante frisar que como esses gráficos são obtidos a partir das superfícies de resposta foi mantido constante os valores de  $w_1$  e  $w_2$  em 0.1 rad/s.

Na Figura (52) é apresentado o gráfico para a bandeja inferior que correlaciona os resultados para tensão a  $10^3$  ciclos e o IRI.

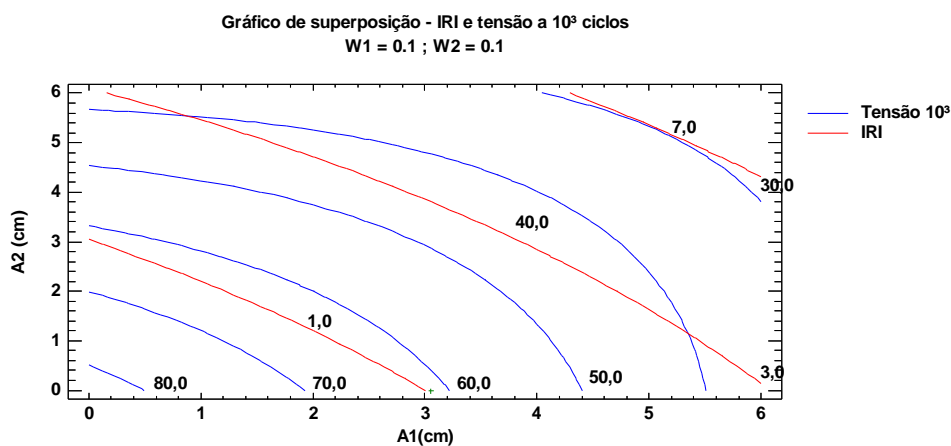


Figura 52. Efeito de superposição dos resultados do IRI e tensão a  $10^3$  ciclos - bandeja inferior

A Figura (52) permite, então, que sejam selecionados valores de  $A_1$  e  $A_2$  de acordo com o valor do IRI e a tensão a  $10^3$ . Sendo assim, a partir deste gráfico é possível selecionar um perfil de pista que atenda aos requisitos deste trabalho. Exemplos da utilização deste gráfico pode ser visualizado na seção 5.4.

A seguir é apresentado na Fig.(53) o gráfico de contorno para a bandeja superior.



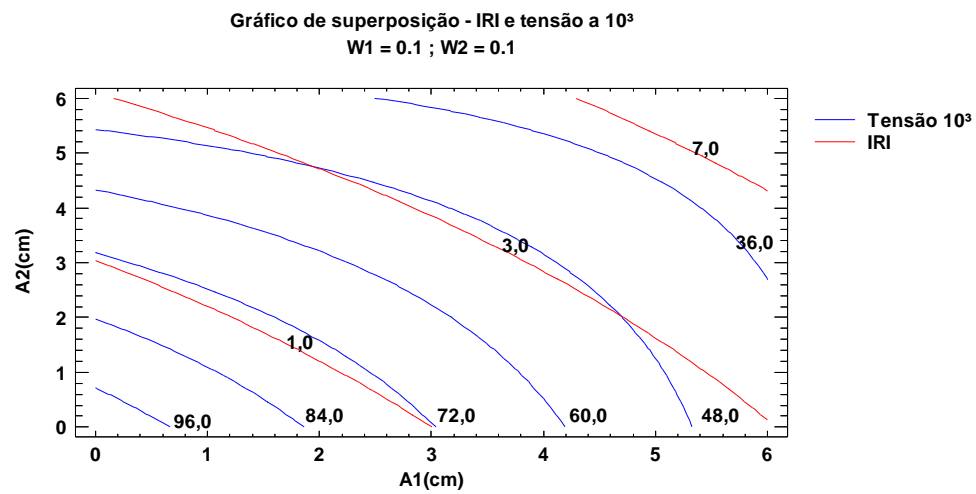


Figura 53. Gráfico da superposição entre IRI e a tensão a  $10^3$  ciclos para a bandeja superior

#### 5.4 CASOS ESTUDADOS

Este item destina-se a construção das curvas S-N teóricas, obtidas a partir de perfis de pista criados com auxílio da análise DOE realizada neste capítulo, para as seguintes soluções:

- Bandeja inferior lado direito
- Bandeja inferior lado esquerdo
- Bandeja superior lado direito
- Bandeja superior lado esquerdo

A metodologia aplicada para construção dos perfis de pista teóricos é apresentada no fluxograma da Fig. (54).

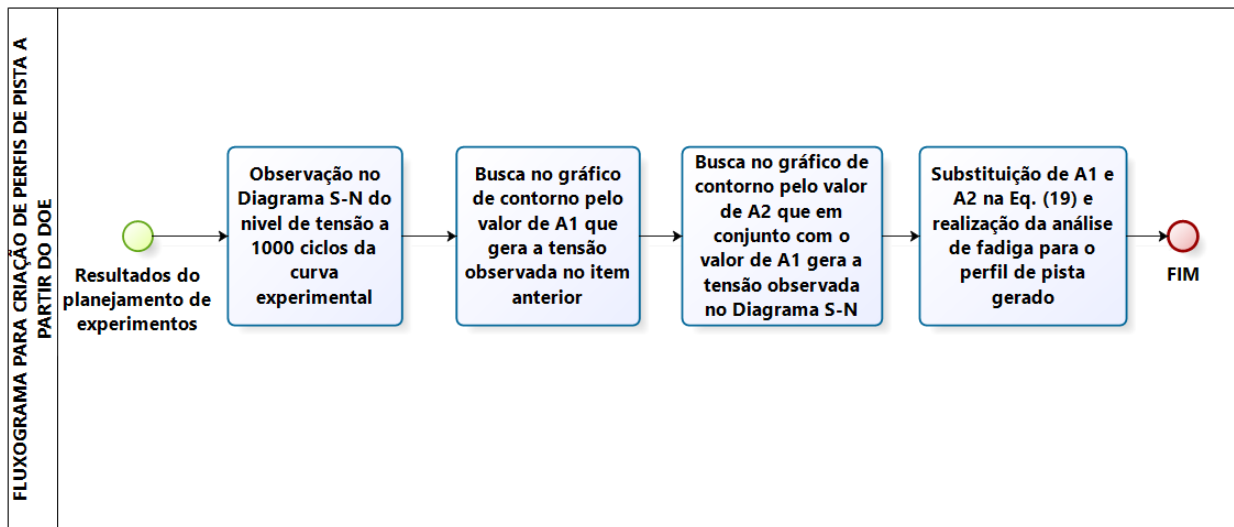


Figura 54. Metodologia para obtenção do perfil de pista teórico a partir dos resultados obtidos da análise DOE

A partir da Fig. (54), nota-se que a primeira etapa do fluxograma se refere a obtenção do nível de tensão a  $10^3$  ciclos da curva S-N experimental. Neste sentido, para construção do perfil de pista utilizado na bandeja inferior, considerando o perfil de excitação do lado direito deve-se consultar a Fig. (34), nela observa-se que para esta ciclagem tem-se um nível de tensão equivalente a 80 MPa.

Para realização da segunda etapa apresentada na Fig. (54) deve-se consultar o gráfico de contorno da bandeja inferior, isto é, a Fig. (52), na qual será selecionado um valor para  $A_1$  que garanta uma tensão menor que 80 MPa. Desta forma,  $A_1$  é definido em 35 mm.

A etapa três da Fig. (54) corresponde a definição de  $A_2$ , que é obtido de maneira semelhante ao passo anterior, na qual busca-se na Fig. (52) um valor que em conjunto com o  $A_1$  selecionado anteriormente garanta um nível de tensão a  $10^3$  ciclos inferiores a 80 MPa. Neste sentido, verificou-se que  $A_2$  deve ser de 30mm.

A última etapa do fluxograma da Fig.(54) corresponde a substituição de  $A_1$  e  $A_2$  na Eq.(19), como é mostrado a seguir na Eq.(25).

$$y = 35 \sin(0.1 t) + 30 \cos(0.1 t) \quad (25)$$

Em seguida, aplica-se a metodologia discutida na seção 4.6, na qual é realizado a análise de fadiga, cuja resposta é apresentada na forma do Diagrama S-N da Fig.(55).

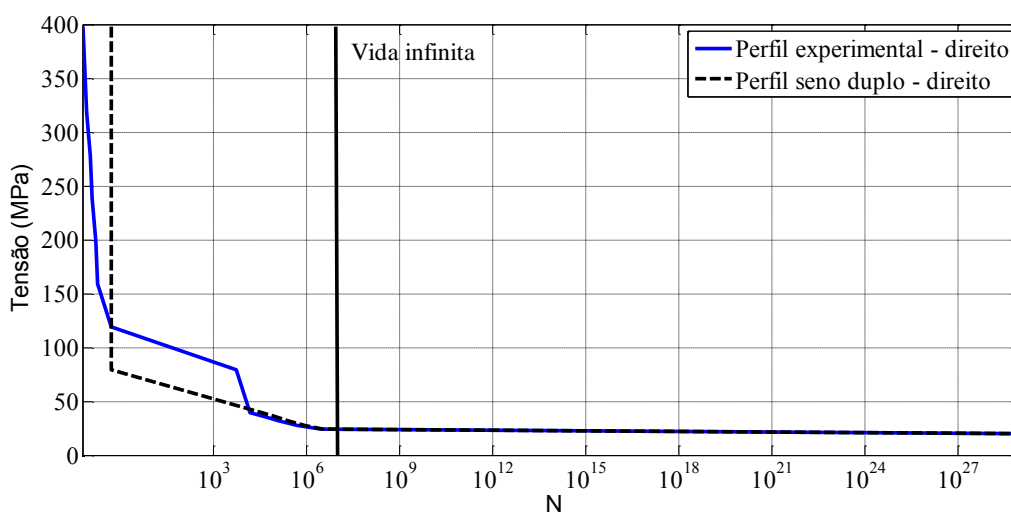


Figura 55. Diagrama S-N para bandeja inferior, lado direito, obtido a partir do DOE

O procedimento realizado para o lado direito da bandeja inferior se repete para o lado esquerdo, em que é observado na Fig. (35) que o nível de tensão a  $10^3$  ciclos da curva experimental é de aproximadamente 100 MPa. Escolhe-se então, a partir da Fig. (52),  $A_1$  igual a 25 mm e  $A_2$  equivalente a 20 mm. O Diagrama S-N que compara as curvas experimental e teórica criada a partir dos dados citados é apresentada na Fig.(56).

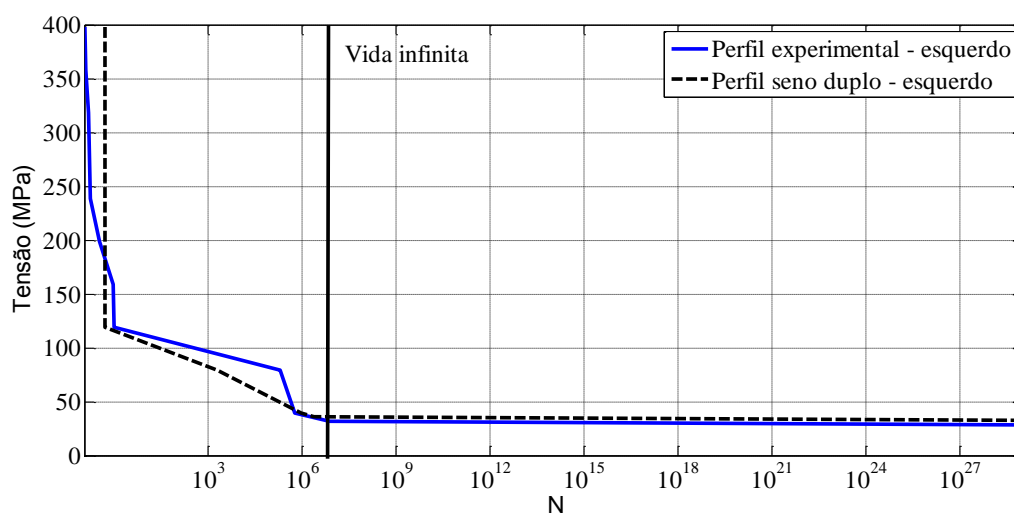


Figura 56. Diagrama S-N para bandeja inferior, lado esquerdo, obtido a partir do DOE

O procedimento para construção dos perfis de pista da bandeja superior foi realizado da mesma forma apresentada para a bandeja inferior de acordo com o fluxograma da Fig. (54). No entanto, para a escolha dos parâmetros do perfil de pista utiliza-se a Fig. (53). Portanto, define-se que o valor de  $A_1$  e  $A_2$  para o perfil de pista utilizado na análise da bandeja superior direita

deve ser de 25 mm e 20 mm, respectivamente. O Diagrama S-N correspondente está apresentado na Fig.(57).

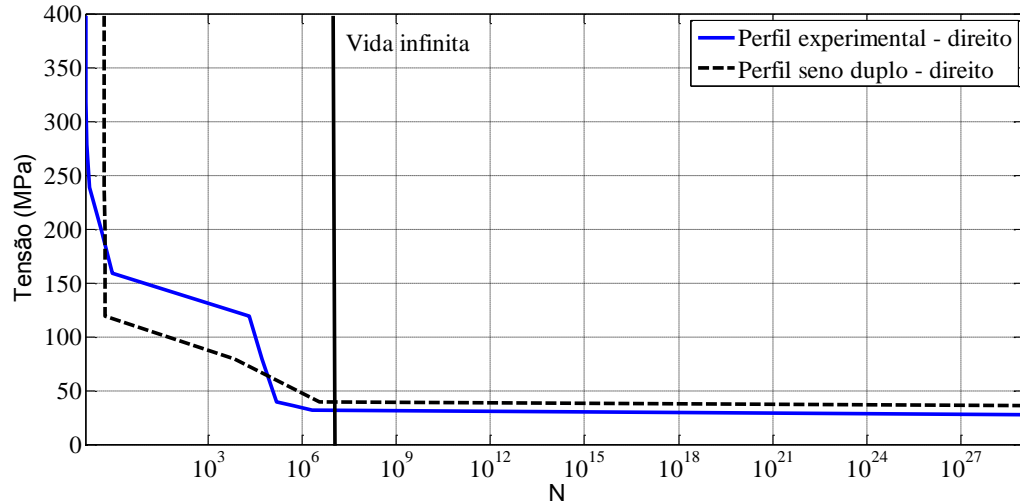


Figura 57. Diagrama S-N para bandeja superior, lado direito, obtido a partir do DOE

Por fim, é apresentado na Fig.(58) o resultado para a bandeja superior, lado esquerdo, que também obedece a metodologia estabelecida na Fig.(54), em que da mesma forma como foi realizado para as análises anteriores selecionou-se  $A_1$  e  $A_2$  iguais a 60mm de acordo com a Fig.(53).

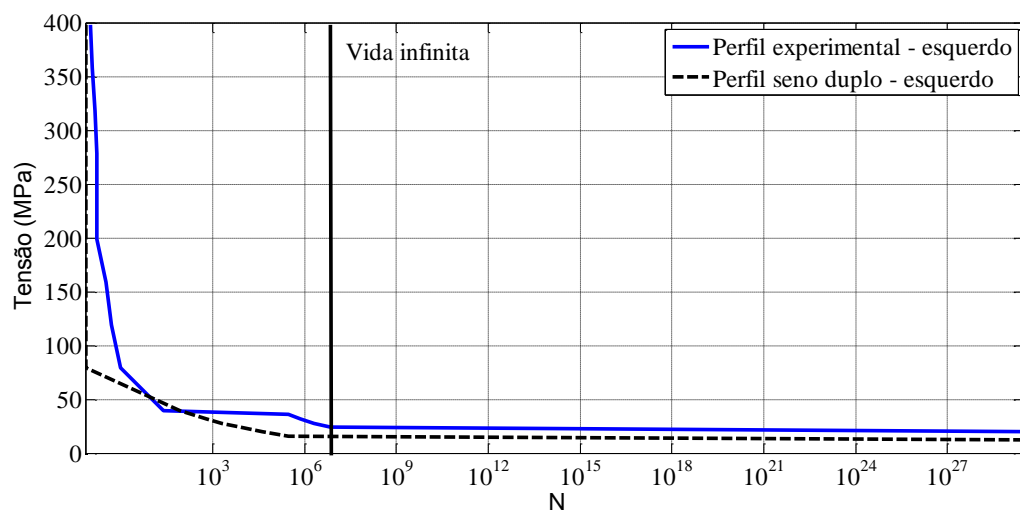


Figura 58. Diagrama S-N para bandeja superior, lado esquerdo, obtido a partir do DOE

Ao comparar os resultados obtidos no capítulo 4, no qual utiliza-se o seno duplo sem a aplicação do DOE, com os adquiridos nesta seção, fica evidente que a utilização do DOE foi fundamental para garantir um resultado satisfatório, quanto à criação de um perfil de pista teórico.

A partir da análise das Fig.(55) a (58) nota-se que, em geral, para vida infinita a aproximação das curvas é satisfatória, sobretudo, nas Figs. (55) e (56), já nas Figs. (57) e (58) a curva teórica proposta encontra-se levemente abaixo. No entanto, ainda há diferenças entre as curvas, principalmente, na zona de fadiga de baixo ciclo, que é a zona na qual os resultados de fadiga pelo método da vida sob tensão não são considerados precisos.

Outra constatação que pode ser feita a partir das Fig. (55) a (58) é com relação ao comportamento contínuo das curvas teóricas, que diferente das experimentais, não experimentam tantas mudanças bruscas em suas inclinações.

Ressalta-se ainda que a partir desta metodologia o valor do IRI para o perfil de pista teórico varia em no máximo uma categoria da Tab. (1) e chama-se atenção a sugestão de (Kropac, 2005) , que indica que o IRI deve ser utilizado com cuidado.

De modo geral, considera-se o resultado adquirido satisfatório e acredita-se, portanto, que a utilização de perfis de pista teóricos criados a partir do modelo de resposta apresentado neste capítulo são aceitáveis.

## **CAPÍTULO 6**

# **CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS**

Nesta seção serão apresentadas as conclusões referentes à hipótese levantada neste trabalho, que é o desenvolvimento de uma metodologia de criação de perfis de pista, representada por uma função senoidal, que apresente comportamento semelhante a um sinal experimental, quando analisado para fadiga.

As curvas que representam os perfis de pista dos diagramas S-N adquiridas na seção 4.6 e 4.7 apresentam diferenças muito grandes, o que mostra que os componentes dos braços da suspensão, de acordo com a análise realizada nas Fig.(28) a (31) e Fig.(34) a (37), são muito sensíveis a diferentes perfis de pista. Desta forma, a maneira como o carregamento é repetido na estrutura deve ser considerado como um fator fundamental nas análises estruturais de componentes automotivos e não deve ser desprezado.

Neste contexto, conclui-se que a metodologia aplicada no Cap. 4 é ineficaz para criação de perfis de pista teóricos, devido a distância encontradas entre as curvas das Fig. (28) a (31).

Constatou-se também que a Eq. (15) não consegue representar um perfil de pista adequadamente pois ela não representa a rugosidade da superfície da pista, de modo que é necessário a inserção um novo componente na função, como é mostrado na Eq. (19).

Verifica-se que com a utilização da Eq. (19) há progresso nas análises apresentadas nas Fig. (34) a (37), no entanto, os resultados apresentados ainda não são satisfatórios e mostram que as respostas do sistema não reagem de maneira direta através do modelo desenvolvido no Cap. 4.

Tendo em vista que os resultados alcançados até então no Cap. 4 não cumprem com os requisitos deste trabalho, no Cap. 5 é apresentado a nova ferramenta empregada para criação de perfis de pista, o DOE. Com isso, verificou-se que as frequências são mais influentes para o IRI, enquanto a amplitude é mais significativa para tensão a  $10^3$  ciclos.

Conclui-se ainda a partir das Fig. (44) a (47) que a variação isolada de um parâmetro pode não convergir para os resultados esperados, o que explica em parte a dificuldade em se criar perfis de pista semelhantes na análise de fadiga.

A partir dos resultados obtidos no Cap. 5 é percebido que o planejamento de experimentos é válido para criação de perfis de pista, na qual chama-se a atenção para utilização dos gráficos de superfície de resposta (Fig. (48) a (51)) e de contorno (Fig. (52) e (53)) que foram fundamentais para validação da metodologia.

Ratifica-se que a utilização do IRI como parâmetro para criação de perfis de pista não é viável, uma vez que os resultados gerados mostram que este índice qualifica perfis de pista com características físicas, matemáticas e visuais igualmente, enquanto as análises de fadiga mostram que as respostas das bandejas de suspensão podem ser distintas para dois perfis de pista cujo IRI é o mesmo. Entretanto, não se descarta a utilização do IRI como uma referência para análises de perfis de pista.

A diferença observada na análise dos diagramas S-N, corroboram com a visão de (Koprac, 2005) em que o IRI deve ser utilizado com cautela. Isto porque para vários perfis experimentais e teóricos utilizados deste trabalho que possuem o mesmo valor de IRI, possuem características físicas e efeitos distintos. Dessa forma, talvez o IRI não é considerado um bom parâmetro para ser utilizado na criação de um perfil de pista apesar de seu reconhecimento internacional na qualificação das mesmas.

A partir das conclusões observadas e listadas acima, finaliza-se a etapa de proposição de uma metodologia de criação de um perfil de pista teórico equivalente a um perfil de pista experimental.

A partir disso, pretende-se modelar a fadiga de baixo ciclo a partir do método de deformação e, então, propor equações baseadas na Teoria da Confiabilidade que representem os estados limites desses perfis de pista. Para isso, serão realizadas análises estatísticas mais profundas, que envolvem testes de adequação, que sem dúvida ajudarão no entendimento da natureza do perfil de pista. Além disso, a utilização da modelagem multicorpos para suspensão pode ser interessante e trazer novas perspectivas para o trabalho.

## CAPÍTULO 7

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**Almeida, D.A.** “Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A”. 2012. 83 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Faculdade de Tecnologia. Universidade de Brasília. Brasília.

**Barella, R.M.** “ Contribuição para avaliação da irregularidade longitudinal de pavimento com perfilômetros inerciais”.2008. 362 f.. Tese de doutorado – Escola politécnica. Universidade de São Paulo. São Paulo.

**Barrentine, L.B.** “An introduction to Design of experiments: A simplified approach”.1938. ASQ.

**Barros Neto, B; Scarmínio,I.S.;Bruns,R.E.** “Como fazer experimentos, pesquisa e desenvolvimento na industria”.2001. 2ª Edição. Unicamp.

**Colombari,R.R.**, “Aplicação de delineamento de experimentos para o processo de solda a projeção”.2004. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá.

**Côrtes, P.E.F.** “Desenvolvimento de acabamento rolled –on em aço inoxidável”.2009. 126 f.. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte.

**Duarte, M.D.R.** “Simulação de ride primário e secundário através do uso de carregamento de pista”. 2010. 127 f.. Dissertação de mestrado – Escola de engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo. São Paulo.



**Freitas Jr., L.M.P.**, “Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson.”.2006. 139 f.. Dissertação de mestrado – Escola de engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo. São Paulo.

**Gillespie, T.D.**. “Fundamentals of vehicle dynamics”. 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.

**Grisson, V.**. “Ferramentas para análise dinâmica e estrutural de um reboque de linha lev”. 2005. Dissertação de mestrado – Universidade federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre.

**Kropáč, O. ; Múčka P.**. “Be careful using the International Roughness Index as na indicator of road unevenness ”.Journal of sound and vibration, Bratislavia, 989-1003, Abr. de 2005.

**Lima, L.Z.**, “Otimização do braço inferior da suspensão dianteira do veículo baja utilizando o método dos elementos finitos”, 2011, 44 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Guaratinguetá.

**Maehler, P.D.**, “Melhoria no perfil do braço inferior da suspensão de um veículo mini-baja”, 2013, 31 f, Trabalho de Conclusão de Curso – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi.

**Moaveni,S.** “Finite element analyses.Theory and application with ansys” 1999,.Minnesota state university-Mankato

**Montgomery, D.C.**. “Design and analysis of experiments”. 1997. 5º Edição.Arizona State University.

**Norton, R.L:** "Projetos de Máquinas: Uma Abordagem Integrada", 2º Edição, Ed. Bookman.

**Oleques Junior, J.A.O.**, “Análise do parâmetro de irregularidade longitudinal do pavimento da RS/734 com o uso do equipamento Merlin no município de Rio Grande - RS”. 2008. 108 p., Trabalho de conclusão de curso – Universidade Federal de Santa Maria.Santa Maria.

**Okabe, E. P. ,** “Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular”.2003. 180 p. Dissertação de mestrado – Universidade estadual de Campinas. São Paulo.

**Oliveira, R. L. P.,** “Impactos da qualidade percebida sobre as atitudes e intenções comportamentais de proprietários de automóveis”. 2010. 116 p. Dissertação de mestrado – Universidade FUMEC. Belo Horizonte – MG.

**Rodrigues, M.A. , et al.** “Estudo da dinâmica vertical veicular: Proposição de um dispositivo dinâmico de testes”.2014. Conem 2014. Uberlândia – MG.

**Rao, S.** “Vibrações Mecânicas”. Pearson. 2009.

**Rosa, S.L.S.P.S.,**“Estudo de correlação entre os resultados de testes e a aplicação de conceitos de Gerenciamento de Projetos para modelamento matemático da durabilidade de um componente automotivo”.2012. 128 p., Dissertação de mestrado – Universidade Federal da Bahia.Salvador.

**Sayers, M.W.;** Karamihas, S.M., “The little book of proviling : Basic information about measuring and interpreting road profiles”.1998. University of Michigan.

**Scalanbrin, J. M. C.,** “Desenvolvimento de um chassi do tipo Gaiola, para competição mini - Baja”. 2009.

**Shigley, J.E.,Mischke, C.R. e Budynas,R.G.,** “Projeto de engenharia mecânica”, 2005, 7ª Edição, Porto Alegre: Bookman.

**Soares, A.S.V,** “Análise de conforto e elastocinematica das suspensões de duplo estágio de um veiculo de competição off-road em ambiente multicorpos”.2005. 99 p.,Dissertação de mestrado- Escola de engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo. São Paulo.

**Stefanelli,P.** “Utilização da contabilidade dos ganhos como ferramenta de tomada de decisão em um ambiente com aplicação do conceito de produção enxuta”. 2007. Trabalho de conclusão de curso - Escola de engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo. São Paulo.

**Torres, R.N.**, “Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo de fórmula SAE.”. 2011. 47 p., Trabalho de conclusão de curso – Universidade de Brasília – DF.

**Vieira Neto, A.** “Metodologia de aperfeiçoamento de suspensões veiculares através de modelo virtual em ambiente multicorpos”.2011. 90 pg., Dissertação de mestrado – Escola de engenharia de São Carlos – São Paulo – SP .

**Womack, J.P ; Jones, D.T.** “A máquina que mudou o mundo”.2004. 360 p. Campus.